

Modelle zur Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit und der Betriebsdauer von Trapezgewindetrieben

D i s s e r t a t i o n

zur Erlangung des Doktorgrades

der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von

Sven Jung M.Eng.

aus Bad Nenndorf

genehmigt von der Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau
der Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung

12.09.2019

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Alle Rechte, auch das des Nachdrucks, der Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung des vollständigen Werkes oder von Teilen davon, sind vorbehalten.

Dissertation Technische Universität Clausthal 2019

Vorsitzender der Prüfungskommission: Dekan Prof. Dr.-Ing. Volker Wesling

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Michael Quaß

D 104

© TEWISS-Technik und Wissen GmbH, 2020

An der Universität 2 ♦ 30823 Garbsen

Tel: 0511-762-19434 ♦ Fax: 0511-762-18037

www.tewiss-verlag.de ♦ mail: info@tewiss-verlag.de

ISBN 978-3-95900-458-9

Herstellung: Druckteam, Hannover
Printed in Germany

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Inhaltsverzeichnis.....	III
Nomenklatur.....	VI
Kurzfassung.....	IX
Danksagung.....	XII
1. Einleitung.....	1
1.1. Methodische Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit.....	3
1.1.1. Methodik zur Überwachung der Reibungswärme im ersten Modellmodul.....	4
1.1.2. Methodik zur Betriebsdauerprognose im zweiten Modellmodul.....	5
1.1.3. Methodik der Gleitflächencharakterisierung.....	6
1.1.4. Methodik zur Beurteilung der Einflüsseffekte von Werkstoffspezifikationen.....	7
1.1.5. Abgrenzung der Arbeit und wissenschaftlicher Mehrwert.....	7
1.1.6. Aufbau der Arbeit.....	8
1.2. Einführung in den Fachgebiet „tribologisches System Trapezgewindetrieb“.....	10
1.3. Darlegung des Problems, Motivation für dessen Lösung.....	11
1.4. Grundbegriffe wichtigster Verschleißeinflussfaktoren.....	12
1.4.1. Temperatur.....	12
1.4.2. Pressung.....	15
1.4.3. Gleitgeschwindigkeit.....	19
1.4.4. Zusammenfassung.....	20
2. Stand der Forschung.....	21
2.1. Methoden der Verschleißberechnung.....	21
2.1.1. Empirisches Verschleißgesetz von Archard.....	21
2.1.2. Verschleißtheorie von MacGregor.....	22
2.1.3. Molekular-mechanische Ermüdungstheorie von Kragelski.....	23
2.1.4. Energiespeicherhypothese von Tross und Fleischer.....	24
2.1.5. Firmen-/Produktspezifische Verschleißmodelle für Trapezgewinde.....	25
2.1.6. Andersartige Tribosysteme mit gleitender Trapezgeometrie.....	25
2.2. Thermische Analysemethoden.....	26
2.2.1. Berechnungsmethoden der Wärmeableitung.....	26
2.2.2. Methoden zur Beschreibung thermischer Reibleistungsfähigkeit.....	28
2.2.3. Berechnungsmethode des Wärmeübergangskoeffizienten.....	29
2.2.4. Berechnungsmodelle zur Reibkontakttemperatur.....	31

3. Zielsetzung der Arbeit, Hypothesen und Versuchsplanung.....	33
3.1. Wissenschaftliche Vorgehensweise.....	33
3.2. Methode der Einflussgrößenbestimmung.....	35
3.3. Hypothesen.....	36
3.4. Versuchsplanung.....	37
3.5. Prüfstandstechnik.....	40
4. Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben.....	41
4.1. Problembeschreibung.....	41
4.2. Ziel.....	41
4.3. Methode.....	42
4.4. Versuchsbeschreibung.....	42
4.5. Vergleich der simulierten Spindeltemperatur mit den Versuchsergebnissen.....	43
4.6. Fehlerquellenanalyse.....	48
4.7. Zusammenfassung.....	49
5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben.....	50
5.1. Pressung.....	50
5.1.1. Problembeschreibung.....	50
5.1.2. Ziel.....	50
5.1.3. Methode.....	51
5.1.4. Versuchsbeschreibung.....	51
5.1.5. Auswertung.....	52
5.1.6. Fehlerquellenanalyse.....	53
5.1.7. Zusammenfassung.....	54
5.2. Gleitgeschwindigkeit.....	55
5.2.1. Problembeschreibung.....	55
5.2.2. Ziel.....	55
5.2.3. Methode.....	55
5.2.4. Versuchsbeschreibung.....	56
5.2.5. Auswertung.....	56
5.2.6. Fehlerquellenanalyse.....	57
5.2.7. Zusammenfassung.....	57
5.3. Gewindenennendurchmesser.....	57
5.3.1. Problembeschreibung.....	57
5.3.2. Ziel.....	58
5.3.3. Methode.....	58
5.3.4. Versuchsbeschreibung.....	58
5.3.5. Auswertung.....	58
5.3.6. Fehlerquellenanalyse.....	59
5.3.7. Zusammenfassung.....	60

5.4. Eingriffsverhältnis.....	60
5.4.1. Problembeschreibung.....	60
5.4.2. Ziel.....	60
5.4.3. Methode.....	61
5.4.4. Versuchsbeschreibung.....	61
5.4.5. Auswertung.....	62
5.4.6. Fehlerquellenanalyse.....	63
5.4.7. Zusammenfassung.....	63
5.5. Werkstoffpaarung.....	63
5.5.1. Problembeschreibung.....	63
5.5.2. Ziel.....	64
5.5.3. Methode.....	64
5.5.4. Versuchsbeschreibung.....	64
5.5.5. Auswertung.....	65
5.5.6. Fehlerquellenanalyse.....	66
5.5.7. Zusammenfassung.....	66
5.6. Gleitflächencharakteristik.....	66
5.6.1. Problembeschreibung.....	66
5.6.2. Ziel.....	67
5.6.3. Methode.....	67
5.6.4. Versuchsbeschreibung.....	67
5.6.5. Auswertung.....	68
5.6.6. Gleitflächenartencharakterisierung.....	69
5.6.7. Fehlerquellenanalyse.....	71
5.6.8. Zusammenfassung.....	72
5.7. Zusammenfassung der Effekte einzelner Einflussgrößen.....	73
6. Gesamtzusammenfassung und weiterführende Arbeiten.....	74
6.1. Anwendung des Modells und Praxisempfehlungen.....	74
6.1.1. Vorausgesetzte Eingangswerte.....	74
6.1.2. Ablaufplan der Berechnung.....	78
6.2. Zusammenfassung.....	80
6.3. Ausblick.....	81
6.3.1. Methode der Gleitflächencharakterisierung.....	81
6.3.2. Informationseinblendung auf Displayanzeige.....	81
6.3.3. Empfehlung für eingehauste Trapezgewindetriebe.....	82
Glossar.....	83
Literatur.....	85
Anhang.....	92

Nomenklatur

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A_a	[mm ²]	Nominelle Kontaktfläche
A_G	[m ²]	Gehäusefläche
A_L	[m ²]	Wärmeabgebende Oberfläche des Lagers/der Leitmutter
A_S	[m ²]	Wärmeabgebende Oberfläche der Spindel
a_s	[-]	Faktor für den ungeschmierten Fall
α	[%]	vom Tribokörper aufgenommener Bruchteil an Wärmemenge
$\bar{\alpha}$	[W/m ² ·K]	mittlere äquivalente Wärmeübergangskoeffizient
α_w	[W/m ² ·K]	Wärmeübergangszahl
α_R	[W/m ² ·K]	scheinbare Wärmeübergangszahl am Rippenfuß
α_G	[W/m ² ·K]	Wärmeübergangszahl der Grundfläche des Rohres
B	[mm]	Lagerbreite
B_K	[m]	Kontaktbreite
δ_B	[N/mm ²]	Bruchspannung
δ_R	[mm]	mittlere Rippenstärke
σ_s	[N/mm ²]	Fließgrenze (Fließspannung)
C_t	[°C·s/Nm]	Konstante, charakterisiert thermische Eigenschaften der Werkstoffe und geometrische Konfiguration
c_1 und c_2	[J/kg·K]	Wärmekapazität des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
D	[mm]	Lagerdurchmesser
d_1	[mm]	Kerndurchmesser des Gewindes/Rohres
d_2	[mm]	Flankendurchmesser des Gewindes
d	[mm]	Nenndurchmesser des Gewindes/der Rippe
d_W	[mm]	Wellendurchmesser
ε_B	[%]	Bruchdehnung
\bar{e}_B	[N/mm ²]	Mittlere Bruchenergiedichte
e_R^*	[N/mm ²]	Scheinbare Reibungsenergiedichte
F_A	[N]	Axialkraft
F_N	[N]	Normalkraft
H	[N/mm ²]	Härte HB
H_1	[mm]	Gewindetragtiefe/Flankenüberdeckung
H_H	[m]	Hubhöhe
h_3	[mm]	Flankenhöhe des Gewindes (entspricht der Rippenhöhe)
h_V	[mm]	Verschleißhöhe
h_{VE}	[mm]	Einlaufverschleißhöhe
I_h	[mm/m]	Lineare Verschleißintensität
J	[-]	mechanisches Wärmeäquivalent
K_1 und K_2	[-]	Konvektionsfaktor des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
k_{abr}	[-]	Abrasivitätsverschleißkoeffizient

k_h	[mm/Nm]	Verschleißkoeffizient (bezogen auf Verschleißhöhe)
k_t	[-]	Gewindetragfaktor
k_V	[mm ³ /Nm]	Verschleißkoeffizient (bezogen auf Verschleißvolumen)
L_M	[mm]	Tragende Länge der Leitmutter
l_1 und l_2	[m]	Wärmediffusionslänge des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
l_B	[m]	Breite der quadratischen Zwischenfläche
λ_1 und λ_2	[W/m·K]	Wärmeleitfähigkeit des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
λ_L	[W/m·K]	Wärmeleitfähigkeit der Luft
λ_R	[W/m·K]	Wärmeleitfähigkeit der Rippe
μ_G	[-]	Gleitreibungskoeffizient
μ_H	[-]	Haftreibungskoeffizient
N	[-]	Nutzungsdauer, Anzahl von Übergleitungen (bei Nullverschleiß)
N_g	[-]	geforderte Nutzungsdauer, Anzahl von Übergleitungen
N_x	[-]	Nutzungsdauer, Anzahl von Übergleitungen (bei Verschleißfall)
Nu_R	[-]	Nußeltzahl Rippe
$Nu_{R,lam}$	[-]	Nußeltzahl Rippe mit laminarer Strömung
$Nu_{R,tur}$	[-]	Nußeltzahl Rippe mit turbulenter Strömung
n_k	[-]	Kritische Zahl der Energieimpulse
n_S	[m/s]	Drehfrequenz der Spindel
θ	[grad]	Neigungswinkel einer Unebenheit
P_h	[mm]	Gewindesteigung
P_R	[W]	Reibungsleistung
Pr	[-]	Prandtlzahl
p	[N/mm ²]	Pressung
π	[-]	Kreiszahl (mathematische Konstante)
Q_1 und Q_2	[W/s]	Wärmestrom des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
q_L	[W/mm ²]	Wärmestromdichte der Leitmutter
q_S	[W/mm ²]	Wärmestromdichte der Spindel
R^2	[-]	Bestimmtheitsmaß
Re	[-]	Reynoldszahl
R_w	[m ² ·K/W]	Wärmewiderstand
r	[m]	Zylinderradius
ρ_1 und ρ_2	[kg/m ³]	Dichte des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
ρ_R	[-]	Riefenrichtungsfaktor in Bezug auf Gleitreibung
S_{hv}	[m]	Kumulierter Gleitweg
S_L	[m]	Gleitweg während einer Operation (z.B.: Hublänge)
S_W	[m]	Kontaktweglänge während einer Operation (z.B.: Reiterlänge)
s_K	[mm]	Lagerwanddicke
T	[°C]	Temperatur der Körperoberfläche (zur Umgebung)

Nomenklatur

ΔT	[°C]	Temperaturdifferenz
T_K	[°C]	Kontakt-Grenzflächentemperatur
T_m	[°C]	mittlere Lagertemperatur
T_R	[°C]	reibbedingte Blitztemperatur
T_S	[°C]	Spindeltemperatur
T_U	[°C]	Umgebungstemperatur
T_V	[°C]	Volumentemperatur
T_W	[°C]	Wellentemperatur
t	[mm]	Länge eines Rippelements
t_H	[s]	Hubzeit
t_S	[s]	Stillstandszeit an einem Totpunkt/Umkehrpunkt
τ_f	[N/mm ²]	Reibungsschubspannung
τ_{max}	[N/mm ²]	maximale Schubspannung
τ_v	[N/mm ²]	Schubspannung, bei der nach 2000 Übergleitungen die Hälfte der maximalen Höhe der Oberflächenunebenheiten abgetragen wurde
τ_x	[N/mm ²]	vorgegebene Schubspannung
V_V	[mm ³]	Verschleißvolumen
v	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit
v_1 und v_2	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit des Reiters 1 und des Gegenkörpers 2
ν_L	[m ² /s]	Kinematische Viskosität der Luft
ν_V	[-]	Verschleißzahl
W_R	[J]	Reibungsarbeit
w	[m/s]	Relativgeschwindigkeit Gleitfläche/Umgebungsmedium
w_U	[m/s]	Geschwindigkeit des Umgebungsmediums
χ	[-]	Faktor für Bewegungsart des Radialgleitlagers
$\bar{\gamma}_R$	[-]	empirischer Faktor für Grenzbedingung beim Nullverschleißfall
ζ_R	[-]	Energieakkumulationszahl

Kurzfassung

Die Arbeit beschäftigt sich mit dem Temperatur- und Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben. Hier werden zwei Modelle zur Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit und zur Verschleißberechnung vorgestellt.

Ein wesentliches Ergebnis der Dissertation ist die Vorstellung einer dynamischen Methode zur analytischen Beschreibung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben. Die neue Methode erweist sich als bessere Alternative zur herkömmlichen statischen Methode. Die herkömmliche Beschreibung des Wärmeverhaltens erfolgt statisch über das empirisch ermittelte Produkt aus der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit. Sie erfordert Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung der dynamisch veränderlichen Betriebsbedingungen und führt zu wissenschaftlich umstrittenen Zahlenwertgleichungen. Die neue dynamische Methode basiert auf der Wärmetheorie von Fourier/Newton sowie auf physikalischen Zusammenhängen und bestehenden thermodynamischen Modellen für Profilzylinder.

Weitere wissenschaftliche Erkenntnisse liefert die Analyse, mit der die Übertragbarkeit von bestehenden allgemeingültigen Verschleißmodellen auf Trapezgewindetribe überprüft wird. Mittels einer Empfindlichkeitsanalyse werden hier die Einflüsseffekte von wichtigsten Einflussgrößen aufgezeigt, die dominant auf das Temperatur- und Verschleißverhalten der Trapezgewindetribe wirken. Alle hypothetischen Annahmen werden mit empirischen Versuchen gestützt. Die Berücksichtigung der Gleitflächencharakteristik im Modell stellt einen besonderen wissenschaftlichen Mehrwert dar.

Die Arbeit ist für Konstrukteure und Anwender der Trapezgewindetribe interessant. Sie beinhaltet die erfahrungsbasierten Praxisempfehlungen zum Betrieb und zur Bestimmung von benötigten Auslegungsparametern. Hier wird die praktische Anwendung des empirischen Modells zur Berechnung der Betriebsdauer schrittweise beschrieben.

Abstract

The doctoral thesis deals with the temperature and wear behavior of trapezoidal screw threads. Two models for the calculation of the thermal performance and the wear are presented.

An important result of the doctoral thesis is the presentation of a dynamic method for the analytical description of the thermal performance of trapezoidal screw threads. The new method proves to be a better alternative to the conventional static method. The conventional description of the thermal behavior takes place statically over the empirically determined product from the pressing and the sliding speed. It needs correction factors considering the dynamic operating conditions and leads to scientifically controversial numerical equations. The new dynamic method is based on the heat theory of Fourier / Newton as well as on physical relationships and existing thermodynamic models for profile cylinders.

Further scientific findings are provided by the analysis, which is used to check the transferability of existing general wear models to trapezoidal screw threads. The sensitivity analysis illustrates the effects of the most important influencing factors, which are dominant in the thermal and wear behavior of the trapezoidal screw threads. All hypothetical assumptions are supported by empirical experiments. The consideration of the sliding surface characteristics in the model represents a special scientific value.

The doctoral thesis is of interest to designers and users of the trapezoidal screw threads. It contains the experience-based practical recommendations for the operation and the determination of the required design parameters. Within the thesis the practical application of the empirical model for the calculation of the operating time is described step by step.

Сокращённая версия

Работа посвящена температуре и износу трапециевидных винтовых приводов. Здесь представлены две модели для расчета тепловой характеристики и для расчета износа.

Существенным результатом диссертации является представление динамического метода для аналитического описания тепловой характеристики трапецеидальных винтов. Новый метод оказывается лучшей альтернативой общепринятому статическому методу. Прежнее описание тепловой характеристики происходит статически через эмпирически определенный продукт из прессования и скорости скольжения. Это требует применения коррекционных факторов для учета динамически изменяющихся условий эксплуатации и приводит к научно-спорным числовым уравнениям. Новый динамический метод основан на теории тепла Фурье / Ньютона, а также на физических закономерностях и существующих термодинамических моделях для профильных цилиндров.

Дальнейшие научные результаты предоставляет анализ, который используется для проверки переносимости существующих универсальных моделей износа на трапецеидальные винты. С помощью анализа чувствительности здесь показаны эффекты важнейших переменных факторов, которые оказывают доминирующее влияние на характеристику температуры и износа трапецеидальных винтов. Все гипотетические предположения подтверждаются эмпирическими экспериментами. Включение характеристики поверхности скольжения в модели представляет собой особую научную ценность.

Работа особенно интересна для конструкторов и потребителей трапециевидных винтов. Она содержит практические, основанные на опыте рекомендации для эксплуатации и для определения необходимых параметров проектирования. Здесь пошагово описывается практическое применение эмпирической модели для расчета времени работы.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für **K**onstruktionselemente, **M**echatronik und **E**lektromobilität (IKME) und am Institut für **V**erfahrenstechnik, **E**nergietechnik und **K**limaschutz (IVEK) der Hochschule Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing Michael Quaß für die hervorragende Betreuung. Die von ihm gewährten Freiheiten und damit verbundene selbstständige Arbeitsweise brachten mich bei der Bearbeitung des Forschungsprojekts und der Abfassung der Dissertation voran.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel und Herrn Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze danke ich für das Interesse, das sie dieser Arbeit entgegengebracht haben und für die freundliche Übernahme des Gutachtens.

Mein Dank richtet sich auch an die Firma RK Rose+Krieger GmbH für die Bereitstellung von Testmaterialien und des Prüfstandes.

Allen Mitarbeitern von IKME und IVEK danke ich herzlichst für die außergewöhnlich kollegiale Arbeitsatmosphäre, geprägt von großer Menschlichkeit.

Ich danke allen mir nahestehenden Menschen für ihr Verständnis und die Rücksichtnahme während der Erstellung dieser Arbeit.

Vielen Dank!

1. Einleitung

Spiralförmige Schraubstrukturen sind seit Jahrtausenden bekannt. Eine davon ist die sogenannte „Archimedische Schraube“, die allgemein bekanntlich in der Wasserförderung eingesetzt wurde. Seit Mitte des 19. Jahrhunderts begann die Normierung von Gewinde. Moderne Gewinde unterteilen sich in mehrere Gewindearten, die zum Bewegen, Befestigen und zum Abdichten bestimmt sind (Abb. 1.1.) [Wit09]. Sie unterscheiden sich durch die Profilform, die Steigung, die Gangzahl und den Windungssinn.

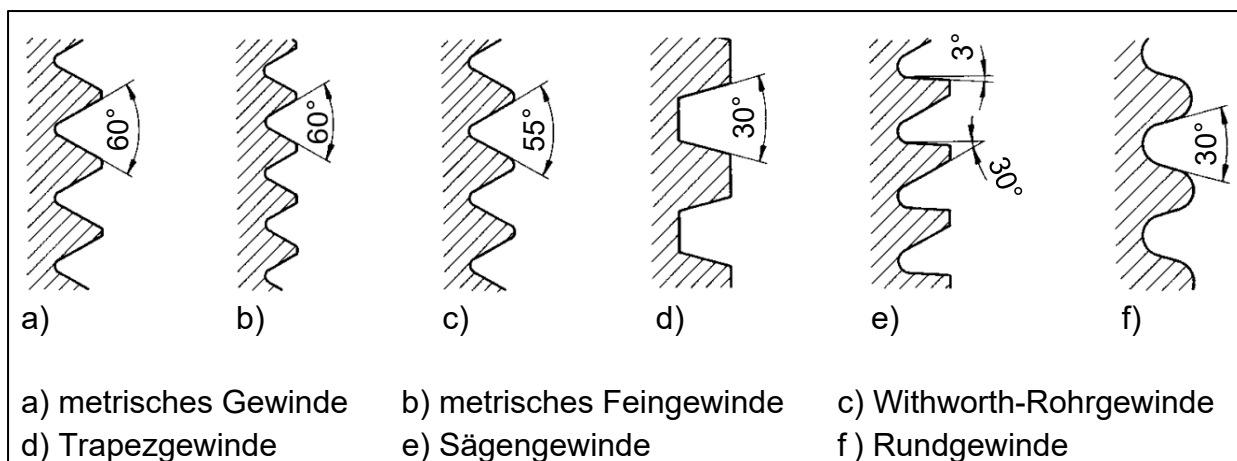


Abb. 1.1.: Gebräuchlichste Gewindearten [Wit09]

Metrisches Spitzgewinde wird vorzugsweise bei Befestigungsschrauben und Muttern angewendet. Diese Gewindeart ist als ein Regelgewinde oder als ein Feingewinde erhältlich. Ein Regelgewinde hat einen Durchmesserbereich von 1...68 mm und mit einer Steigung von 0,25...6 mm. Der Durchmesser vom Feingewinde liegt im Bereich von 1...1000 mm, bei einer Steigung von 0,2...8 mm.

Das Withworth-Rohrgewinde dient zur Herstellung einer druckdichten, mechanischen Verbindung von Fittings, Hähnen, Armaturen, Rohren oder Gewindeflanschen. Dabei kann im Gewinde ein Dichtmittel zur besseren Abdichtung verwendet werden.

Das Trapezgewinde kann in einer eingängigen oder in einer mehrgängigen Ausführung, mit einem Durchmesser von 8...300 mm hergestellt werden.

Die Anwendung liegt beispielsweise in der Befestigungs-/Spanntechnik bei mechanischen Spannelementen wie Schraubstock, Schraubzwinde, Radspanner oder Schraubbock. Das ist auch ein bevorzugtes Bewegungsgewinde bei Verstell- und Positionieraufgaben, zum Beispiel für Schleusen, Tore, Hebebühnen und Verpackungsmaschinen, für Leitspindeln von Werkzeugmaschinen oder für Spindeln von Pressen und Ventilen.

Das Sägewinde hat einen Durchmesserbereich von 10...1250 mm bei Steigungen von 2...44 mm. Dieses Gewinde kann als ein- oder mehrgängiges Bewegungsgewinde hergestellt werden. Die axiale Kraftübertragung ist dabei nur einseitig möglich, zum Beispiel bei Hub- und Druckspindeln.

1. Einleitung

Das Rundgewinde weist einen Durchmesserbereich von 8...200 mm auf. Es hat nahezu keine Kerbwirkung aber nur eine geringe Flankenüberdeckung. Das großzügige Fuß- und Kopfspiel ermöglicht die Anwendung bei starken Verschmutzungen, zum Beispiel als ein Bewegungsgewinde bei rauhem Betrieb.

Aufgrund von hohen Reibungsverlusten weisen gleitende Bewegungsgewinden einen niedrigen Wirkungsgrad auf. Bei einem eingängigen Bewegungsgewinde, beispielsweise mit einem trapezförmigen Gewindeflankenprofil, liegt der Wirkungsgrad bei 15...48% und bei einem mehrgängigen Gewinde liegt der Wirkungsgrad bei 50...80%.

Eine Alternative dazu ist ein Kugelgewindetrieb (Abb. 1.2.). Hier liegt eine niedrige Rollreibung vor und er weist einen Wirkungsgrad von circa 98% auf. Seine Tragfähigkeit in axialer Richtung ist allerdings im Vergleich zu einem Trapezgewindetrieb geringer und der Herstellungspreis höher.

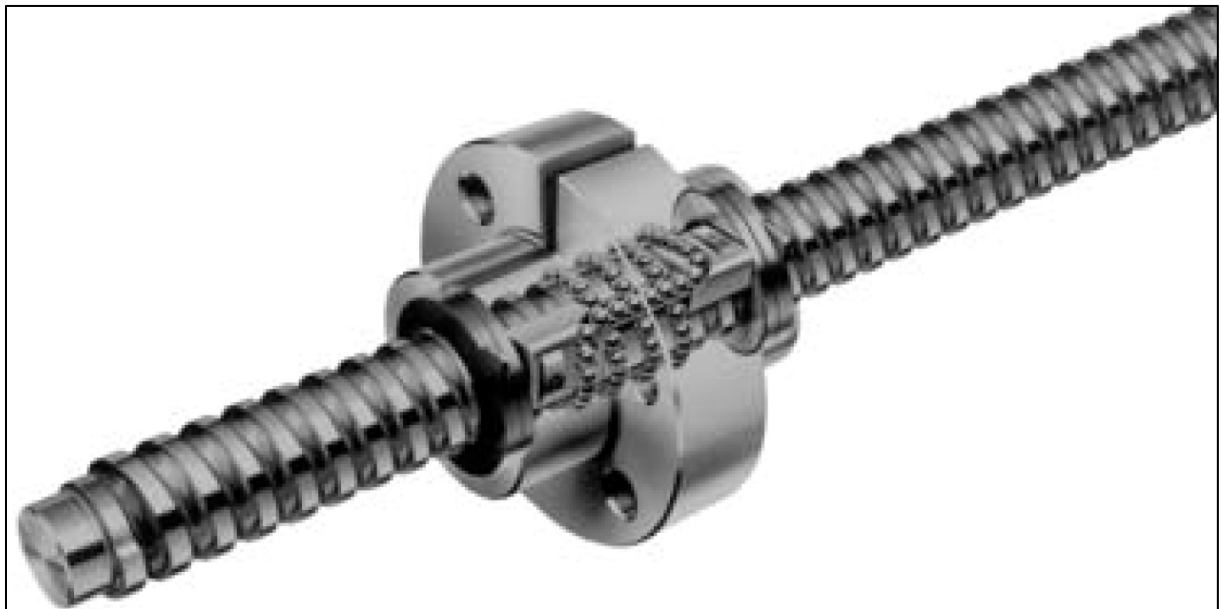


Abb. 1.2.: Kugelgewindetrieb [Wit09]

In der Branche von Bewegungsgewinden ist das Interesse an neu entwickelten Werkstoffen besonders groß. Neue Werkstoffe eröffnen weitere Möglichkeiten zur Findung einer optimalen Reibpaarung. Es wird besonders über die polymerbasierten Werkstoffe für die Muttern heiß diskutiert, die herkömmliche Werkstoffe ablösen sollen. Die steigende Nachfrage und wachsende Ansprüche an die Leistungsfähigkeit der technischen Polymeren sind hoch aktuell.

Einige exemplarische Beispiele für polymerbasierte Gleitwerkstoffe sind: „iglidur“ von Igus GmbH oder „VespeI“ von Polytron Kunststofftechnik GmbH & CO. KG sowie „GleitTherm“ von AGK Hochleistungswerkstoffe GmbH.

Die genaue Werkstoffzusammensetzung, bleibt wohl ein Herstellergeheimnis.

Ein ganz wichtiges Thema ist auch die Nutzungsdauer sowie thermische Belastungsgrenzen von Reibpaarungen. Diese Themen sind aktuell noch nicht ausreichend erforscht, insbesondere in Bezug auf praktische Anwendung bei realen tribotechnischen Systemen. Diese Dissertation widmet sich der Forschungsfrage mit dem Fokus auf Trapezgewindetriebe.

Die vorliegende Arbeit behandelt die Frage, ob und wie die Betriebsdauerberechnung sowie die Berechnung reibungsbedingter thermischer Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben realisierbar ist. Hier werden die literaturbekannten allgemeingültigen Methoden zur Verschleißberechnung dargestellt und deren Übertragbarkeit auf Trapezgewindetriebe experimentell überprüft. Zur analytischen Berechnung reibungsbedingter thermischer Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben wird hier eine Methode vorgeschlagen, die empirisch überprüft wird.

Die Arbeit gliedert sich in einen experimentellen und einen theoretischen Teil. Die experimentellen Untersuchungen wurden auf einem Trapezgewindeprüfstand an der Hochschule Hannover durchgeführt. Durch systematische Variation und Isolation der Einflussgrößen wurden die Auswirkungen auf das tribologische Verhalten der Trapezgewindetriebe untersucht. Die Versuche an einem Prüfstand werden auch in naher Zukunft unverzichtbar sein, da eine rein analytische Verschleißberechnungsmethode auch einige Erfahrungswerte benötigt. Grund dafür ist der empirische Charakter des Verschleißes.

1.1. Methodische Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Trapezgewindetriebe dienen zur Umwandlung einer Rotationsbewegung in eine Translationsbewegung. Bei höheren Betriebsleistungen können die Verlustgrößen wie reibungsbedingte Wärme und Verschleiß dramatisch ansteigen und so die Betriebsdauer von Trapezgewindetrieben signifikant beeinträchtigen.

An das Modell zur Berechnung der sicheren Betriebsdauer von Trapezgewindetrieben werden in der Praxis zwei wesentliche Anforderungen gestellt. Das Modell soll einerseits die Überprüfung reibungsbedingter Wärmeabgabefähigkeit ermöglichen und andererseits die verschleißbezogene Betriebsdauer prognostizieren. Es ist dabei notwendig zu wissen, welchen Zustand die Gleitflächen aufweisen, die zu Wechselwirkungen zwischen dem Wärme- und Verschleißverhalten führen können. Aus diesem Grund fokussiert sich die Methodik zur Modellbildung auf zwei wesentliche Modellmodule, die das Wärme- und Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben bei definierter Gleitflächencharakteristik der Reibkörper behandeln.

Bei der Modellbildung werden zuerst die bekannten analytischen Modelle für Temperatur- und Verschleißberechnung aus dem Stand der Forschung herangezogen und auf Übertragbarkeit beurteilt. Darauf folgend sind zur Bestätigung der

1. Einleitung

Übertragbarkeit des hier entwickelten analytischen Modells empirische Versuche notwendig.

Bei den empirischen Versuchen werden die Einflüsseffekte von variablen Eingangsgrößen und Systemeigenschaften nach systematisch entwickelten Versuchsplänen untersucht. Die Eingangsgrößen definieren sich über das Lastkollektiv wie Pressung und Gleitgeschwindigkeit. Die Systemstruktur beschreibt Gewindegeometrie, Eingriffsverhältnis, Gleitflächencharakteristik und Eigenschaften von Werkstoffreibpaarungen. Die ausgewählten Lastkollektive und die Systemstruktur sind die wesentlichen Variablen eines Trapezgewindetriebes.

1.1.1. Methodik zur Überwachung der Reibungswärme im ersten Modellmodul

Das erste Modellmodul dient zur Überprüfung reibungsbedingter Wärmebelastbarkeit eines Trapezgewindetriebes. Es wird hier angenommen, dass die gesamte Reibungswärme nahezu vollständig über die Gewindespindel an die Umgebung übergeht. Eine Gewindespindel ist permanent nahezu vollständig zur Umgebung offen und kann die Wärme direkt mit der Umgebung austauschen. Sie hat auch eine wesentlich größere Konvektionsfläche als eine Leitmutter. Eine Leitmutter ist in der Regel in einem Schlitten/Maschinenverbund mit relativ schlechter Wärmeabgabecharakteristik eingebettet.

Die Idee der Überprüfung reibungsbedingter Wärmebelastbarkeit basiert auf einer Zusammenführung von drei analytischen Teilberechnungen zu einer Temperaturberechnung an einer Gewindespindel im Bereich höchster Wärmebelastung.

Im ersten Rechenschritt wird der Wärmeübergangswiderstand der Gewindespindel bestimmt. Da eine Gewindespindel die Form eines Profilzylinders hat, können die bekannten Gleichungen für einen querangeströmten Profilzylinder zur Berechnung des Wärmeübergangswiderstandes verwendet werden.

Im zweiten Rechenschritt erfolgt die Berechnung der in die Gewindespindel induzierten Wärmestromdichte. Sie lässt sich über die Reibungsarbeit, die Konvektionsfläche im Hubbereich sowie Hub- und Stillstandszeiten mit allgemeinen physikalischen Gleichungen berechnen.

Im anschließenden dritten Rechenschritt wird die höchste Temperatur der Gewindespindel mit dem Fourierschen Gesetz berechnet. Diese Temperatur ist mit der maximal zulässigen Betriebstemperatur des thermisch schwächsten Reibkörpers zu vergleichen. Sie darf keine zulässigen Betriebstemperaturen überschreiten.

Es ist anzumerken, dass das Modell einen empirisch ermittelten Gleitreibungskoeffizient voraussetzt, weil der Gleitreibungskoeffizient erfahrungsgemäß nicht immer konstant ist und daher permanent gemessen werden muss.

Zur Verifizierung des Modells werden empirische Versuche nach einem Versuchsplan durchgeführt. Dabei wird die Temperatur an der Gewindespindeloberfläche berührungslos mittels eines Infrarotthermometers bei systematisch variierten

Betriebszuständen erfasst. Zum Vergleich wird gleichzeitig die Kerntemperatur der Leitmutter im gleitflächennahen Bereich mit einem Thermoelement mitgemessen. Zusätzlich wird das Drehmoment mittels einer zwischen der Gewindespindel und dem Antrieb eingebauten Drehmomentmesswelle gemessen. Unter der Mitberücksichtigung der Pressung und Gewindegeometrie liefert das gemessene Drehmoment die Aussagen über den mittleren Gleitreibungskoeffizienten.

An Trapezgewindetrieben sind weitere wichtige Einflussgrößen wie Gleitgeschwindigkeit, Gewindenenn Durchmesser und Eingriffsverhältnis variierbar, deren Einfluss auf das Wärmeverhalten noch nicht bekannt ist. Diese Einflussgrößen werden auch systematisch variiert und in der Versuchsplanung berücksichtigt, um deren Einflüsseffekte zu untersuchen und im Modell zu berücksichtigen.

1.1.2. Methodik zur Betriebsdauerprognose im zweiten Modellmodul

Das zweite Modellmodul ist für die Betriebsdauerberechnung eines Trapezgewindetriebes vorgesehen. Bei der Modellbildung für die Betriebsdauerberechnung von Trapezgewindetrieben werden benötigte Informationen aus dem Stand der Forschung einbezogen. Es werden die allgemeingültigen und systemspezifischen Modelle auf die Übertragbarkeit analysiert. Die Modelle, die sich auf eine Trapezgewindeform oder auf weitere buchsenförmige Maschinenelemente beziehen, sind ebenso betrachtenswert. Interessant sind dabei auch die firmen-/produktspezifischen Modelllösungen.

Es wird analysiert, ob die schon existierenden Modelle zumindest teilweise auf Trapezgewindetriebe übertragbar sind. Die wichtigsten Beurteilungskriterien bei der Übertragbarkeit der Modelle auf Trapezgewindetriebe sind beispielsweise die Bewegungsart, Reibpaarung und Körpergeometrie. Zur Bewahrung der Praxistauglichkeit des Modells kommt es bei der Analyse auf die empirische Verifizierung einzelner und vor allem dominanter Modellglieder an.

Die Grundüberlegung basiert darauf, dass die Betriebsdauer im Wesentlichen über das Verschleißverhalten bei definierten konstanten Betriebsbedingungen beschrieben wird. Die konstanten Betriebsbedingungen werden im Modell vorausgesetzt, damit die Stabilität von technischen Werkstoffeigenschaften gewährleistet werden kann. Falls die zulässige Betriebstemperatur aus irgendwelchen Gründen überschritten wird, kann die Stabilität von technischen Werkstoffeigenschaften gestört werden. Dabei kann beispielsweise das Elastizitätsmodul schlagartig herabsinken, was zur einer elastischen und sogar plastischen Verformung eines Kunststoffbauteils führen kann. Die Verschleißcharakteristik einer Reibpaarung kann nach aktuellem Stand der Forschung über einen empirisch ermittelten Verschleißkoeffizienten beschrieben werden. Dazu werden Versuche bei systematisch variierten Pressungen durchgeführt. Die Verschleißhöhe wird durch das Anfahren der Leitmutter auf den Maschinennullpunkt in Axialrichtung mit einem Wegaufnehmer erfasst. Die gemessene Verschleißhöhe, aufgetragen über den Gleitweg, bildet die Verschleißintensität ab. Die für die Pressung normierte Verschleißintensität beschreibt

1. Einleitung

die Verschleißcharakteristik einer Reibpaarung mit einem spezifischen Verschleißkoeffizienten.

1.1.3. Methodik der Gleitflächencharakterisierung

Die Gleitflächencharakteristik ist in der Tribologie ein nicht vernachlässigbarer Einflussfaktor auf die Reibung und folglich auf das Verschleißverhalten. Aus diesem Grund ist die Berücksichtigung der Gleitflächencharakteristik im Modell unabdingbar. Die bekannten zerstörungsfreien Methoden zur Gleitflächencharakterisierung, beispielsweise eine Rauheitsmessung, sind für bogenförmige Gleitflächen eines Trapezgewindes nur bedingt geeignet. Sie setzen eine geradlinige Messstrecke voraus und können daher nur näherungsweise parallel zu verschleißrelevanter Gleitrichtung ausgerichtet werden. Da kein optimales Messverfahren zur Gleitflächencharakterisierung auf der ganzen Spindellänge bekannt ist, kann die Oberflächencharakteristik nicht in einem vergleichsfreundlichen Zahlenwert ausgedrückt werden. Daher werden bei der Gleitflächencharakterisierung vor allem die produktionsbedingten Zustandsbezeichnungen von Gewindespindeln sowie dominant auffallende Oberflächenmerkmale als maßgebend festgesetzt. Die Oberflächenmerkmale können beispielsweise Abplatzungen, Druckstellen oder besondere Oberflächenstrukturen sein, die häufig vorkommen. Die dominant auffallenden Oberflächenmerkmale werden örtlich unter einem Mikroskop untersucht und in einer Musterabbildung dokumentiert, um sie mit anderen Spindelgleitflächen zu vergleichen.

Es wird angenommen, dass die Gleitflächencharakteristik das Verschleißverhalten dominant beeinflusst. Zur Untersuchung von Einflusseffekten der Gleitflächencharakteristik werden Versuche bei systematisch variierten Spindelqualitäten durchgeführt. Dadurch kann ein Zusammenhang zwischen der Gleitflächencharakteristik und dem Verschleißverhalten verdeutlicht werden. Die Gleitflächencharakteristik kann die Bereiche für Korrekturfaktoren aufzeigen, mit denen die Referenzwerte spezifischer Verschleißkoeffizienten korrigiert werden können.

1.1.4. Methodik zur Beurteilung der Einflüsseffekte von Werkstoffspezifikationen

Das Reibungs- und Verschleißverhalten von Reibpaarungen gilt in der Tribologie als spezifisch. Einige wissenschaftliche Literaturquellen [Fle80] [Arc80] [Hab14] sehen jedoch über die spezifischen Unterschiede zwischen den einzelnen Gleitwerkstoffen hinweg. Entweder bezeichnen sie die Reibpaarungen sehr allgemein und geben dazu eine Verschleißcharakteristik an. Oder sie halten nur einige technische Werkstoffeigenschaften, beispielsweise Härte, als signifikant verantwortlich für die Verschleißcharakteristik.

Es ist sinnvoll zu hinterfragen, ob eine Spezifizierung von technisch ähnlichen Gleitwerkstoffen im Modell einen signifikanten Effekt hinterlässt. Das führt zu der Annahme, dass die Gleitwerkstoffe mit identischen technischen Eigenschaften auch eine identische Verschleißcharakteristik aufweisen. Maßgebend für den Vergleich von technischen Werkstoffeigenschaften sind überwiegend die Werkstoffhärte, die Dichte und zulässige Betriebstemperatur. Dazu werden Versuche bei systematisch variierten Reibpaarungen durchgeführt. Die Gleitflächencharakteristik bleibt jedoch konstant. Die Einflüsseffekte werden aus empirischen Verschleißkoeffizienten abgeleitet und gegebenenfalls im Modell berücksichtigt.

1.1.5. Abgrenzung der Arbeit und wissenschaftlicher Mehrwert

Das in dieser Dissertation erarbeitete Modell grenzt sich von bekannten Modellen dadurch ab, dass in die Beschreibung des Wärme- und Verschleißverhaltens auch die Gleitflächencharakteristik miteinfließt.

Außerdem wird hier eine dynamische Berechnung zur Überprüfung der Wärmeabgabefähigkeit ausgearbeitet, die die herkömmliche statische Berechnung ablösen soll. Die neue Berechnung basiert auf der Wärmetheorie von Fourier/Newton. Sie gründet auf physikalischen Zusammenhängen und auf einem thermodynamischen Modell für Profilzylinder. Das neue Modell zeichnet sich durch ihre Praxistauglichkeit aus, da es zu analytisch berechneten Ergebnissen führt, die empirisch überprüfbar sind.

Die herkömmliche Überprüfung der thermischen Wärmeabgabefähigkeit einer Reibpaarung erfolgt über das Produkt aus Pressung und der Gleitgeschwindigkeit, das für jede Veränderung im Betrieb einen neuen Korrekturfaktor voraussetzt. Das herkömmliche statische Verfahren weist bei der Anwendung an Trapezgewindetrieben Mängel auf, die über mehrere Korrekturfaktoren zu wissenschaftlich umstrittenen Zahlenwertgleichungen führen.

1. Einleitung

1.1.6. Aufbau der Arbeit

Die Arbeit gliedert sich in sechs Teile.

Das Einleitungskapitel (Kapitel 1) thematisiert die Fertigungsverfahren für Leitmuttern und vor allem die Fertigungszustände der Spindeln, unter anderem auch die Funktionsweise eines Trapezgewindetriebes und dessen Anforderungen an die Nutzung in der Praxis.

Hier wird auch die Problematik mangelnder Informationsquellen für eindeutige Beantwortung der Fragestellung zum Verschleiß- und Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben erwähnt. Dazu gehören auch die Erkenntnisse aus empirischen Vorversuchen.

Zum besseren Verständnis des Fachs „Tribologie“ werden hier die Grundbegriffe wichtigster Verschleißeinflussgrößen und deren Wirkmechanismen vermittelt. Diese Erkenntnisse stammen aus Untersuchungen von verschiedenen tribotechnischen Systemen anderer Wissenschaftler.

Unter dem Stand der Forschung (Kapitel 2) sind aktuelle technische Kenntnisse über Modelle zur analytischen Verschleiß- und Temperaturberechnung von tribotechnischen Systemen zusammengefasst, die aufgrund von geometrischen Ähnlichkeiten auf Trapezgewindetribe hypothetisch übertragbar sind.

Einerseits sollen die hier aufgeführten allgemeingültigen Verschleißmodelle die Findung einer geeigneten und optimierbaren Methode zur Betriebsdauerberechnung von Trapezgewindetrieben ermöglichen.

Andererseits sollen die Temperaturberechnungsmodelle zur Findung einer Berechnungsmethode von thermischen Leistungsgrenzen eines Trapezgewindetriebes beitragen, um analytisch zu erfahren, ob das Tribosystem reibungsbedingte Wärmeleistung schnell genug abführen kann. Diese analytische Überprüfung der thermischen Leistungsfähigkeit ist vor der eigentlichen Betriebsdauerberechnung vorgesehen.

Ausgehend vom beschriebenen Stand der Forschung, handelt es sich im nachstehenden Kapitel (Kapitel 3) um die Präzisierung konkreter Ziele. Hier ist die wissenschaftliche Vorgehensweise zur Erreichung der Ziele in einem Arbeitsplan veranschaulicht und beschrieben.

Im Anschluss hieran steht die Systematik der Suche nach verschleißrelevanten Einflussgrößen, die durch eine Ursache-Wirkung-Analyse hergeleitet und in einem Ishikawa-Diagramm abgebildet wurden. Danach folgen die aufgestellten Hypothesen, die erarbeiteten Versuchspläne und die Erläuterung des Funktionsprinzips des Prüfstandes, an dem die Versuche und Messungen durchgeführt wurden.

Im nächsten Teil dieser Arbeit (Kapitel 4) wird das Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben betrachtet. Hier wird die relative Spindeltemperatur von Trapezgewindetrieben analytisch mittels eines ausgewählten Modells berechnet, das hypothetisch auf Trapezgewindetribe anwendbar ist. Die Berechnung sieht eine

Variation von Gleitgeschwindigkeiten und Gewindenenddurchmessern vor. Anschließend folgt der Vergleich der analytischen Berechnungsergebnisse mit den Versuchsergebnissen in aussagekräftigen Diagrammen. Zu jeweiligen Versuchen ist eine ausführliche Beschreibung zu finden. Danach werden Fehlerquellen analysiert, um einige Abweichungen zwischen den Rechnungs- und Versuchsergebnissen nachzuvollziehen.

Das anschließende Kapitel (Kapitel 5) beinhaltet Empfindlichkeitsanalysen zum Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben. Hier werden die verschleißrelevanten Einflussgrößen systematisch variiert, um zu untersuchen, wie empfindlich die Verschleißintensität auf diese Parameter reagiert. Die Untersuchungsabläufe der jeweiligen Einflussgrößen sind detailliert beschrieben. Die Untersuchung soll verdeutlichen, wie dominant beziehungsweise rezessiv diese Einflussgrößen sind. Am Schluss stehen jeweils eine bildliche Vergleichsdarstellung der Untersuchungsergebnisse und eine Fehlerquellenanalyse.

Des Weiteren sind hier die Einflüsseffekte einzelner Größen auf Verschleiß- und Wärmeverhalten zu finden.

Der Abschluss dieser Arbeit (Kapitel 6) dient der Zusammenfassung der Ergebnisse und gibt eine Empfehlung für weiterführende Arbeiten.

Für die Verschleiß- und Temperaturmodelle werden die Voraussetzungen, Besonderheiten und Handlungsempfehlungen genannt, die bei der Anwendung an Trapezgewindetrieben bedeutend sind. Dazu gibt es einen Verweis auf „Anhang A“, in dem sich ein praktisches Rechenbeispiel für die Anwendung des Modells zur analytischen Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben mit anschließender Betriebsdauerberechnung befindet.

Im Ausblick ist eine Empfehlung zur Gleitflächencharakterisierung von Trapezgewindespindeln genannt und eine Möglichkeit beschrieben, wie man im Statusfenster am Bedienerfeld eines Trapezgewindetriebes eine Information über die Wartung und Wärmeverhalten ausgeben kann.

1. Einleitung

1.2. Einführung in den Fachgebiet „tribologisches System Trapezgewindetrieb“

Eine Trapezgewindespindel und eine Trapezgewindemutter sind Maschinenelemente, die zusammen einen Trapezgewindetrieb bilden.

Ein Trapezgewindetrieb ist ein Schraubengetriebe, das rotatorische Drehbewegung in translatorische Längsbewegung umwandelt. Dabei gleitet die Leitmutter entlang der Leitspindel (Abb. 1.3.).

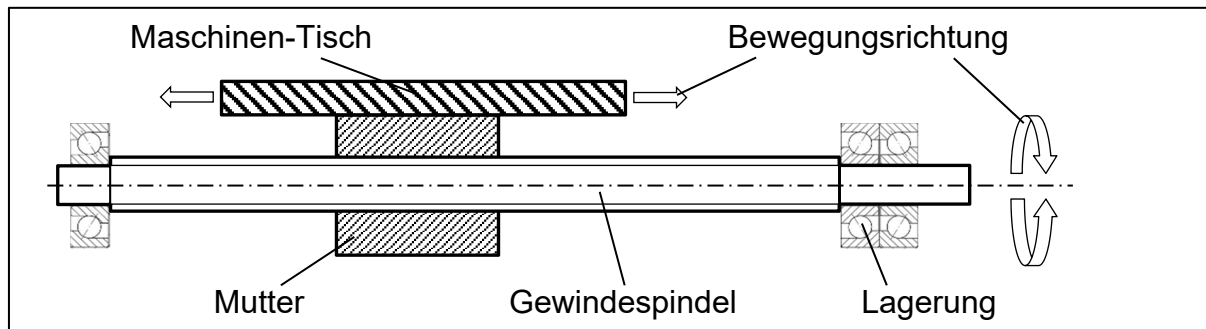


Abb. 1.3.: Trapezgewindetrieb

In der Herstellung werden die Leitmuttern in der Regel geschnitten. Die Trapezgewindespindeln werden in der Serienfertigung gerollt. Im Vergleich zu geschnittenen Spindeln mit unterbrochenem Faserverlauf weisen die gerollten Spindeln eine verdichtete Oberfläche mit höherer Verschleißfestigkeit auf.

Der Rohling, aus dem eine Spindel gerollt wird, ist ein Stab. Der Stab wird auf einen Nenndurchmesser kaltgezogen und erhält die Zustandsbezeichnung „+C“ oder er wird kaltgezogen mit anschließender Schälung und erhält die Zustandsbezeichnung „+SH“. Die nachträgliche Schälung beseitigt die dünne Zunderschicht. Die gerollten Spindeln mit unterschiedlichen Zustandsbezeichnungen „+C“ oder „+SH“ weisen auch eine unterschiedliche Charakteristik auf. Optisch sieht die Oberfläche einer geschälten Spindel mit der Zustandsbezeichnung „+SH“ glatter aus als die Oberfläche einer kaltgezogenen mit der Zustandsbezeichnung „+C“.

Ein Trapezgewinde kommt vor allem als ein Bewegungsgewinde im Bereich der Antriebselemente zum Einsatz. Typische Beispiele für die Anwendung sind Verpackungsmaschinen, Hebebühnen oder Schiffschleusen. Die genormten Gewindespindeln können bis zu einem Nenndurchmesser von 300mm gefertigt werden. Die am häufigsten in der Automatisierungstechnik eingesetzten Gewindegrößen haben einen Nenndurchmesser im Bereich von circa 10...30mm. Die Gewindegröße und die Spindellänge sowie die Spindellagerung sind maßgebend für die kritische Spindeldrehzahl. Nach einer Überschreitung der kritischen Drehzahl können Unwuchterscheinungen auftreten.

Herkömmliche Anwendungen bestehen aus metallischen Tribopaarungen mit der Anwesenheit eines Schmierstofffilms zwischen der Mutter und der Spindel. Heutige Anforderungen an Tribopaarungen haben sich geändert und verlangen nach Müttern

aus modernen Hochleistungspolymeren mit besseren Notlaufeigenschaften sowie höherer Verschleißfestigkeit und Laufruhe.

Im Vergleich zu Kugelumlaufspindeln, haben die Trapezgewindetriebe eine etwas niedrigere Positioniergenauigkeit und einen geringeren Wirkungsgrad dafür aber eine höhere Traglast und einen Kostenvorteil.

Aufgrund von gestiegenen Anforderungen an Trapezgewindetriebe interessieren sich die Produktanwender zunehmend für die Lebensdauer der Muttern. Allerdings führt die internationale Literaturrecherche zur Erkenntnis, dass noch keine Verschleißberechnungsmethode für Trapezgewinde veröffentlicht wurde.

1.3. Darlegung des Problems, Motivation für dessen Lösung

Der Mangel an förderlicher Literatur für direkte Beantwortung der Frage zum Verschleiß- und Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben ist der Beweggrund Trapezgewindetriebe wissenschaftlich zu untersuchen.

Die gewonnenen Erkenntnisse aus Vorversuchen zeigen, dass die Muttern sehr unterschiedliches Verschleißverhalten während der Standzeit aufweisen. Dabei können plötzliche Reibungsschwankungen oder unstetige Verschleißintensität beobachtet werden [Xuq18]. Bei einigen Versuchen kommen gelegentlich selbsterregte Schwingungen der Spindel vor, möglicherweise in Folge von Stick-Slip-Effekten. Unklar ist auch in wie fern die Gleitflächencharakteristik der Spindelflanken das Verschleißverhalten der Leitmuttern beeinflusst.

Übliche Werkstoffe von Leitmuttern sind schadstoffhaltige Metalle, was nicht mehr dem aktuellen gesellschaftlichen Gesundheits- und Umweltbewusstsein entspricht. Aus diesem Grund sollen die schadstoffhaltigen Leitmuttern durch schadstoffreduzierte oder polymerbasierte Leitmuttern ersetzt werden. Die Herausforderung dabei ist, die vielen verfügbaren, schadstoffreduzierten Werkstoffe auszuwählen. In einigen Vorversuchen tritt eine reibungsbedingte thermische Instabilität mit Überschreitung zulässiger Betriebstemperatur der Reibwerkstoffe auf, wobei die Gewindegänge einer polymerbasierten Leitmutter schmelzen und abreißen können.

Im Laufe des Forschungsprojekts soll untersucht werden in wie weit sich die tribologischen Eigenschaften sicher bestimmen lassen und so der Laufwiderstand und der Energieaufwand im Betrieb optimiert werden kann.

1. Einleitung

1.4. Grundbegriffe wichtigster Verschleißeinflussfaktoren

Das Belastungskollektiv und die Systemstruktur sind die wichtigsten verschleißbeeinflussende Parametergruppen. Zum Belastungskollektiv gehören beispielsweise die Pressung, die Gleitgeschwindigkeit und die Temperatur. Unter einer Systemstruktur sind die Werkstoffpaarung oder die Schmierung sowie deren Eigenschaften zu verstehen [Czi10].

Während dieser Arbeit wurden technisch ähnliche Reibwerkstoffe wie zum Beispiel Polymere „ZX530“ [Wol18] und „Murythal-C“ [Mur18] oder Stähle „E295“ nach EN10025-2 und „C15“ nach EN 10084 mit einmaliger Montagefettschmierung [Dow18] getestet. Technische Ähnlichkeit der Werkstoffe lässt sich vor allem durch eine temperaturrelevante Betriebstemperaturgrenze und einen verschleißrelevanten Härtewert definieren und vergleichen. Da die Veränderungen in der Systemstruktur während dieser Arbeit nahezu unverändert bleiben, fokussiert sich die nachstehende Beschreibung der Verschleißeinflussparameter auf das Belastungskollektiv. Diese Parametergruppe bezieht sich auf verschiedene tribotechnische Systeme.

1.4.1. Temperatur

Es ist allgemein bekannt, dass die Temperatur die technischen Eigenschaften eines Werkstoffs deutlich beeinflussen kann. Die DIN 31652-3 gibt den Erfahrungsrichtwert für die höchstzulässige Temperatur des Radialgleitlagers bei Eigenschmierung in Höhe von 90°C an. Der Richtwert bezieht sich besonders auf die Pb- und Sn-Legierungen mit niedriger Schmelztemperatur.

Aufgrund der Buchsenform eines Radialgleitlagers empfiehlt sich die Annahme der Übertragbarkeit des angegebenen Richtwerts auf eine geometrisch ähnliche Gewindeleitmutter. Die Überschreitung der höchstzulässigen Betriebstemperatur kann die Eigenschaften der Reibwerkstoffe im Reibkontakt ändern, was sich im veränderten Verlauf der Verschleißkennlinie bemerkbar macht. Der Mechanismus der reibungsbedingten Temperatureinwirkung auf die Reibflächen wird nachfolgend beschrieben.

Basierend auf der Arbeit von Ratner et al [Rat64] stellt Lancaster [Lan69] eine Beziehung vor, die bei verschiedenen Stahl/Polymer-Tribopaarungen über eine Variation der Temperatur ermittelt wurde.

$$\frac{V_V}{S_{hv}} = \frac{1}{\delta_B \cdot \varepsilon_B} \cdot \frac{\mu_G \cdot F_N}{H} \quad (1.1)$$

Sie beschreibt, dass der gleitwegbezogene Verschleiß V_V/S_{hv} dem Produkt aus Bruchspannung δ_B und Bruchdehnung ε_B umgekehrt proportional ist. Es wurde nachgewiesen, dass alle Variablen, außer der Normalkraft F_N , temperaturabhängig sind.

Die Beziehung beinhaltet die Härte H , aber der Term $(\delta_B \cdot \varepsilon_B)^{-1}$ ist dominant. Somit weist eine Tribopaarung mit einem höheren Produktbetrag aus $(\delta_B \cdot \varepsilon_B)$ eine höhere Verschleißfestigkeit auf [Pre06].

Bemerkenswert ist, dass für den Verschleiß, bei der Glasübergangstemperatur eines Polymers, das Minimum vorhergesagt werden kann [Köh07].

Lancaster [Lan57] untersucht den Einfluss der Temperatur auf den Verschleiß bei metallischen Gleitpartnern. Unter der Variation der Temperatur von 20 °C bis 600°C lässt er einen Messingstift auf einem Ring aus Werkzeugstahl gleiten. Mit steigender Temperatur beobachtet er einen progressiv ansteigenden Verschleiß, der im Temperaturbereich von etwa 300°C bis 400°C steil abnimmt (Abb. 1.4.).

Die steile Verschleißabnahme begründet er mit der Bildung einer nicht metallischen Oberflächenschutzschicht, was auch mit dem ansteigenden elektrischen Kontaktwiderstand bestätigt wird.

Folglich kann eine hohe Reibkontakttemperatur, im Einklang mit chemischen Bestandteilen des Umgebungsmediums, tribochemische Reaktionen im Reibkontakt metallischer Reiboberflächen auslösen.

Die tribochemischen Reaktionspartikeln können an metallischen Reiboberflächen haften und als eine nicht metallische Oberflächenschutzschicht wirken.

1. Einleitung

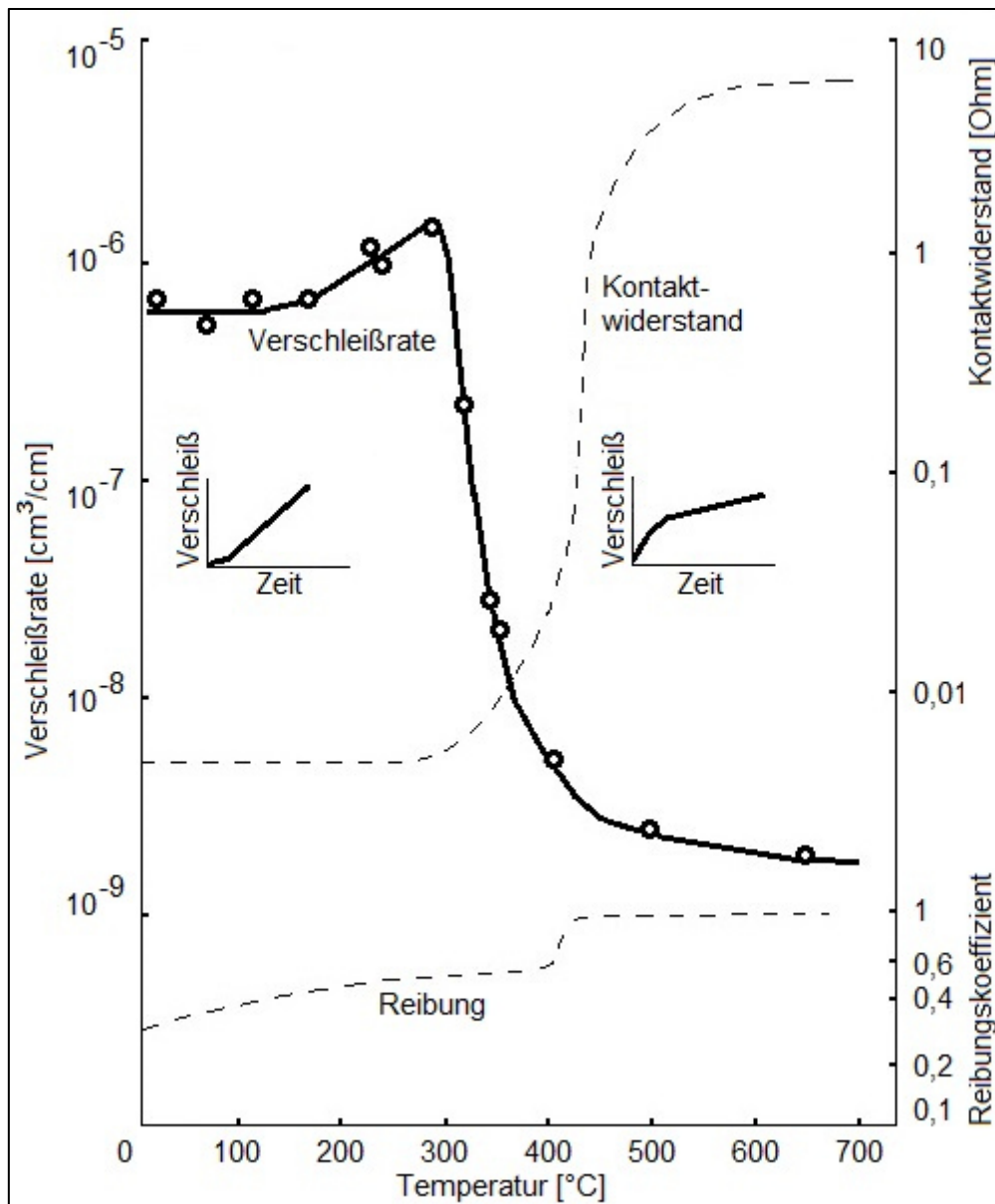


Abb. 1.4.: Temperaturabhängigkeit der Verschleißrate bei Metallen nach Lancaster (Gleitender Messingstift auf einem Stahlring) [Lan57]

Die Temperaturerhöhung begünstigt die tribochemischen Reaktionen zwischen den metallischen Oberflächen und der Umgebungsluft. Die gebildeten Triboxidschichten setzen den Übergangsbereich vom milden zum schweren Verschleiß herauf [Mat64]. Welsh [Wel57] stellt fest, dass bei Weichstahl durch die reibungsbedingte Temperaturerhöhung die Oberflächenhärtung stattfindet. Bei Stählen mit steigendem Kohlenstoffgehalt kommt es sogar leichter zur Umwandlung des Perlitgefüges in das Austenit- und Martensitgefüge [Mat64].

Bei stabilen Temperaturverhältnissen erweichen die Oberflächenschichten. Die tieferen Schichten können so erwärmt werden, dass in einigen Fällen einzelne Bestandteile des Werkstoffs koagulieren. Wenn die durch einzelne Blitze erhöhte Oberflächentemperatur genügend hoch ist, können sich die Legierungsbestandteile

auflösen. Nach der darauffolgenden und ebenso schnellen Abkühlung kann die Härtung der Oberflächenschicht erfolgen [Kra71].

Bei wiederholten reibungsbedingten Wärmeimpulsen entstehen Wärmespannungen. Wegen unterschiedlicher Temperaturgradienten einzelner Werkstoffbestandteile, können diese Wärmespannungen die Reibfläche durch eine Ermüdungsrissbildung auflockern [Kra71].

Daraus folgt, dass die reibungsbedingten Wärmeimpulse die Gleitflächenermüdung begünstigen und somit die Verschleißintensität steigern können.

1.4.2. Pressung

Beim Zusammenpressen zweier gleitender Festkörper nähern sie sich an. Dabei tritt eine elastische oder sogar plastische Deformation der Reibflächen auf, die in Wärme übergeht. Somit übt die Pressung eine direkte Wirkung auf die Verschleißintensität aus. In manchen Fällen können Instabilitäten im Verschleißverlauf auftreten. Nachstehend wird aufgezeigt, dass die Pressung nicht immer proportional zum Verschleiß ist.

Eilender/Oertel/Schmalz [Eil35] testen gleitende Stahlproben auf der Spindelmaschine und stellen fest, dass der Gleitverschleiß der Pressung nicht proportional ist.

Den nicht vorhandenen linearen Zusammenhang zwischen Pressung und Verschleißbetrag bestätigen auch Mailänder/Dies [Mai43].

Bei steigendem Druck nimmt die Verschleißintensität zunächst zu, danach fällt sie wieder ab und dann steigt wieder leicht an. Den Höchst- und Kleinstwert in einem gewissen Pressungsbereich (Abb. 1.5.) begründen sie damit, dass bei niedriger Pressung die verschleißmildernde Tribooxidation dominiert und bei höherer Pressung der Fressverschleiß vorliegt [Fin62].

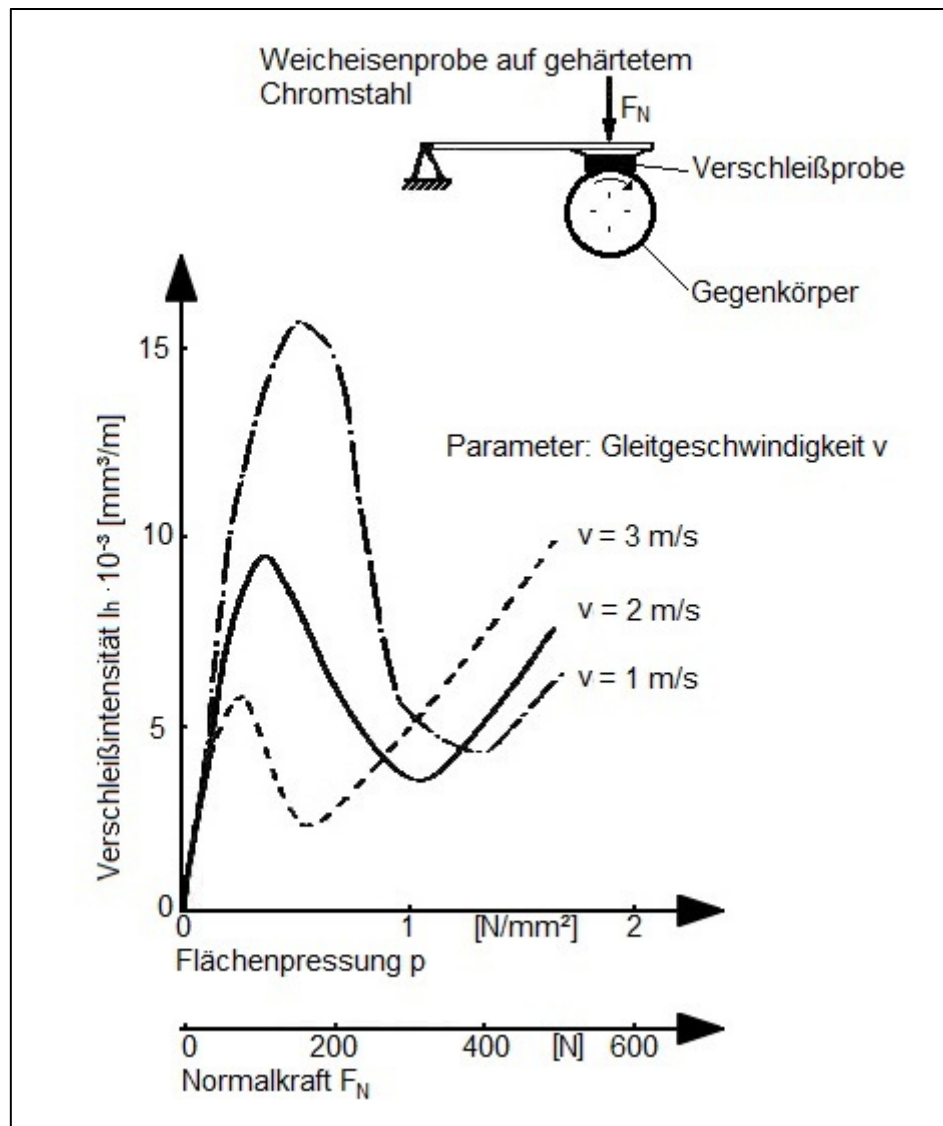


Abb. 1.5.: Einfluss der Pressung auf die Verschleißintensität nach Mailänder/Dies [Kra84]

Der Übergangsbereich zwischen den beiden annähernd linearen Bereichen verschiebt sich mit steigender Gleitgeschwindigkeit hin zu kleineren Normalkräften. Bei höherer Pressung ändert sich die Reibungszahl nur geringfügig und bei niedriger Pressung steigt die Reibungszahl an [Kra84].

Hirst/Lancaster [Hir56] drücken bei monotoner Laststeigerung einen Bolzen gegen die Mantelfläche eines rotierenden Zylinders und entdecken auch eine sprunghafte Veränderung des metallischen Verschleißes [Kra83].

Ganz ähnliche Ergebnisse erzielte Welsh [Wel65] am „gekreuzten Zylinder“ (Abb. 1.6.).

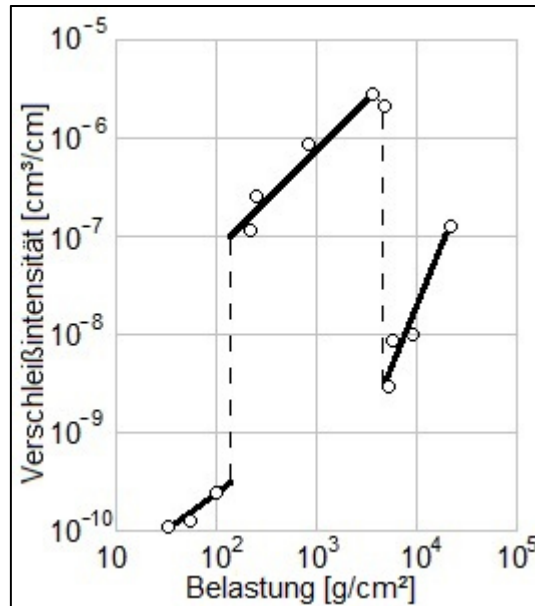


Abb. 1.6.: Einfluss der Pressung auf die Verschleißintensität nach Welsh [Kra71]

Die sogenannten „kritische Punkte“ im Bereich der sprunghaft veränderlichen Verschleißintensität entstehen beim Übergang von einer Art der Reibungsverbindung in eine andere [Kra71].

Kragelski [Kra71] ist der Meinung, dass dieser Übergang von der relativen Eindringtiefe sowie von der relativen Stabilität der Adhäsionsverbindung beeinflusst wird. Mit steigender Belastung und folglich mit steigender Eindringtiefe kommt es zum Übergang von der elastischen zur plastischen Deformation und weiter zum Mikroschneiden und zur Rissbildung. Mit steigender Belastung steigt die Temperatur, die die mechanischen Eigenschaften des Grundwerkstoffs verändert [Kra71].

1. Einleitung

Nach Decker/Kabus [Dec14] ist die Gewindeflankenpressung p als eine Axialkraft F_A definiert, die sich auf die Projektionsflächen $d_2 \cdot \pi \cdot H_1$ belasteter Gangwindungen L_M/P_h verteilt (Abb. 1.7.).

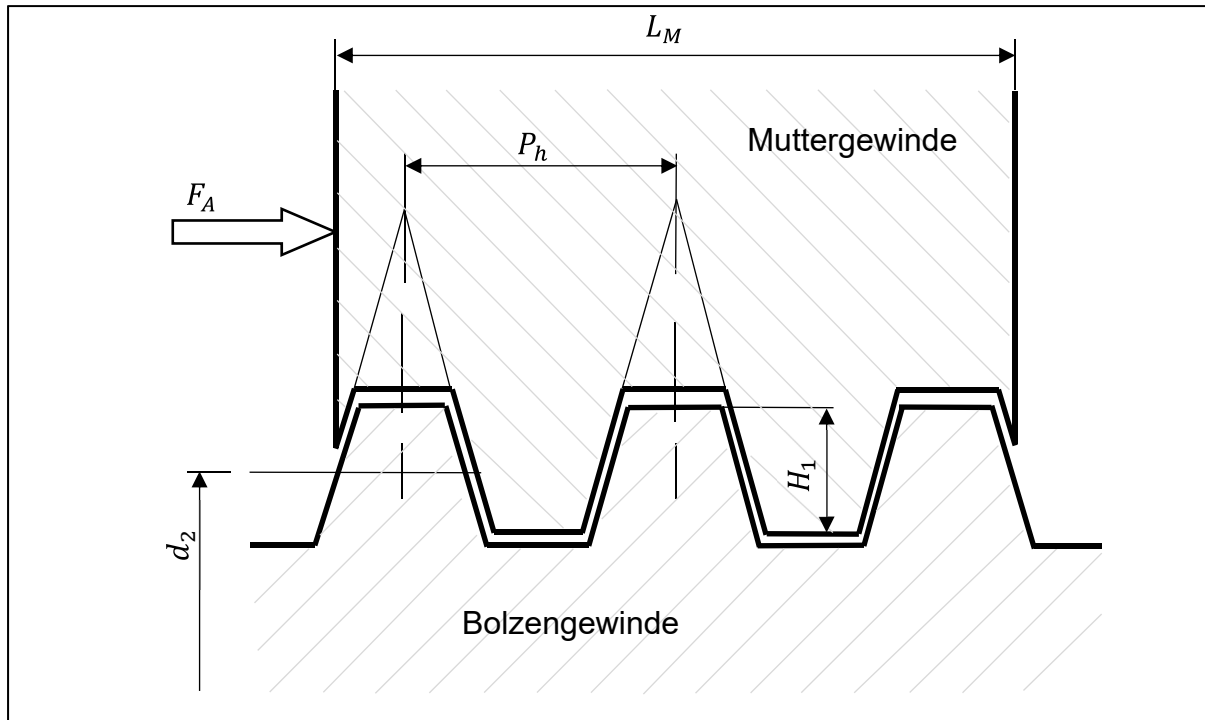


Abb. 1.7.: Gewindeflankenpressung

Falls die Last sich auf den Gewindegängen ungleich verteilt, ist der Gewindefaktor k_t im Allgemeinen $k_t=0,75$ anzunehmen.

$$p = \frac{P_h \cdot F_A}{L_M \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1 \cdot k_t} \quad (1.2)$$

Die zulässige Flankenpressung p bei Kunststoffmuttern ist von der Gleitgeschwindigkeit abhängig und ist nach den Anhaltswerten von Decker/Kabus [DecK14] (Tabelle: 1) im Dauerbetrieb bei einer Gleitgeschwindigkeit $v = 30\text{m/min}$ nur $p = 2\text{ N/mm}^2$.

Bei den angegebenen Werkstoffen fehlt allerdings die genauere Spezifikation.

Tabelle 1: Anhaltswerte für zulässige Flankenpressung nach Decker/Kabus [DecK14]

Werkstoff- paarung	Stahl Stahl	Stahl Grauguss	Stahl Bronze	Stahl gehärtet Bronze	Stahl Kunststoff	
					$v =$ 30m/min	$v =$ 10m/min
Dauerbetrieb	8	5	10	15	2	5
Aussetzbetrieb	12	8	15	22	3	8
Seltener Betrieb	16	10	20	30	4	10

Die Verteilung der Pressung in einer Gewindemutter kann ungleichmäßig sein. Pawlov [Paw09] stellt fest, dass die höchste Pressung sich am äußeren Rand der Kontaktflächen befindet. Die äußere Kraffeinleitung verteilt sich ungleichmäßig auf die Windungen. Die erste Windung ist am höchsten belastet [Paw09]. Die ungleichmäßige Spannungsverteilung entspricht den Gesetzmäßigkeiten eines Befestigungsgewindes, die von Jukowski und Birger entwickelt wurden [Bir90].

1.4.3. Gleitgeschwindigkeit

Bei einigen Gleitgeschwindigkeiten und Pressungen verändert sich sprunghaft die Verschleißintensität. Dieser Effekt wurde erstmalig von Siebel und Kehl im Jahr 1936 nachgewiesen und wird als Siebel-Kehl-Effekt bezeichnet. Kragelski/Svecova [Kra55] untersuchen die Ursachen für den Siebel-Kehl-Effekt bei der Stirnreibung von zwei Hohlzylindern aus gleichartigen Metallen (Abb. 1.8.).

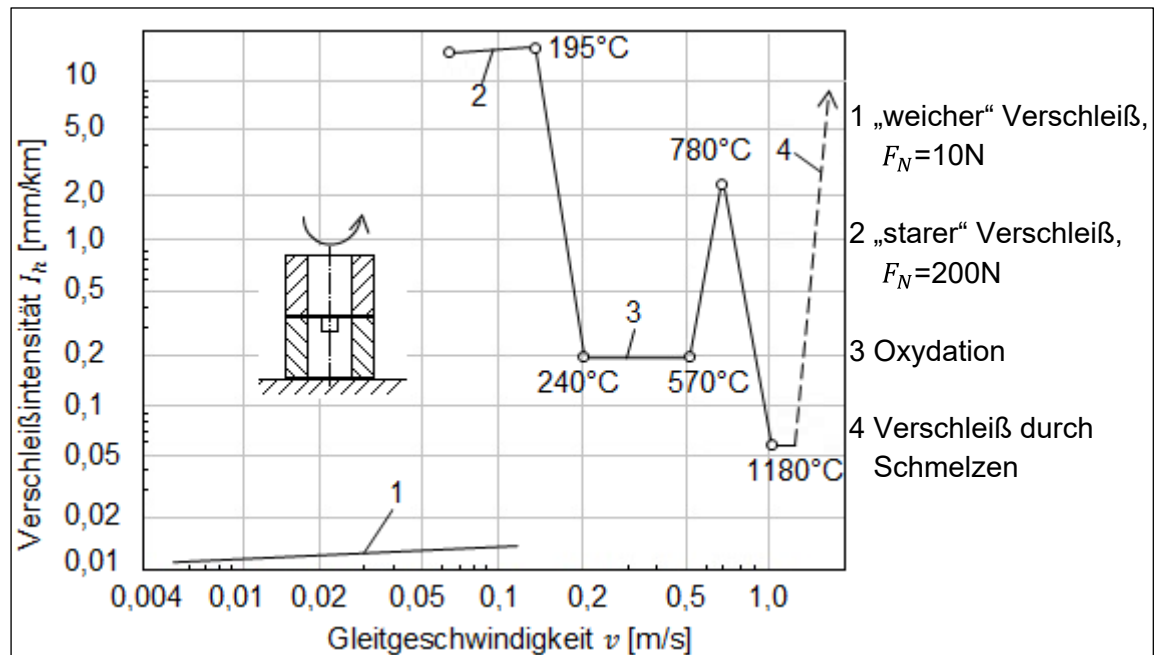


Abb. 1.8.: Verschleißintensität in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit nach Kragelski [Kra83]

1. Einleitung

Mit steigender Gleitgeschwindigkeit steigt die Temperatur. Dadurch entstehen fünf verschiedene Verschleißarten: elastischer Kontakt, plastischer Kontakt bei 100°C und elastischer Kontakt mit einer Oxidschichtbildung bei 240...570°C sowie Verschleiß mit Reibmartensitbildung bei 1180°C und Verschleiß durch Schmelzen [Kra83].

Nach Kragelski [Kra71] ist es möglich, mit hinreichender Genauigkeit die Reibflächentemperatur proportional zur Gleitgeschwindigkeit anzunehmen. Daher kann der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit als der Einfluss der Temperatur betrachtet werden und dafür die Gleitgeschwindigkeit unberücksichtigt bleiben.

1.4.4. Zusammenfassung

Zusammenfassend kann die Verschleißfestigkeit einer Tribopaarung als eine Größe angesehen werden, die von temperaturabhängigen Werkstoffeigenschaften abhängt.

Es ist ersichtlich, dass die Temperatur sich aus dem Zusammenwirken von Pressung und Gleitgeschwindigkeit entwickelt.

Ein Temperaturanstieg kann zu steigendem Verschleiß führen. Ab einem bestimmten Temperaturniveau können sich verschleißmildernde tribochemische Reaktionsschichten oder sogar Reibmartensit bilden. Bei wiederholenden reibungsbedingten Wärmeimpulsen können diese Oberflächenschichten Ermüdungsrisse bilden.

Bei gewissen Pressungsbereichen kann die Verschleißintensität einen tribooxidationsbedingten Höchst- und Kleinstwert einnehmen. Eine sprunghaft veränderliche Verschleißintensität deutet auf die Art der Reibungsverbindung hin, die von der elastischen zur plastischen Deformation und weiter zum Mikroschneiden und zur Rissbildung übergeht.

Beim Gleitgeschwindigkeitsgefälle können Siebel-Kehl-Effekte mit unterschiedlichen Verschleißarten auftreten. Bei groben Schätzungen kann der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit allerdings als der Einfluss der Temperatur betrachtet werden.

2. Stand der Forschung

Dieses Kapitel fokussiert sich auf die Abbildung des Kenntnisstandes über die Lebensdauerberechnungsmethoden sowie Methoden zur Durchführung thermischer Analysen von tribotechnischen Systemen. Hier werden Erfahrungen anderer Wissenschaftler über die wichtigsten Verschleißeinflussparameter zusammengefasst. Weil das tribologische Verhalten von Trapezgewinden noch nicht genügend erforscht ist, werden hier auch einige Tribosysteme näher betrachtet, die geometrische, thermische und dynamische Ähnlichkeiten mit einem Gewindetrieb aufweisen.

2.1. Methoden der Verschleißberechnung

Nachstehend sind die Vorstellungen zur Verschleißbeschreibung aufgeführt, die zu anwendungsorientierten Berechnungsmodellen ausgereift sind.

2.1.1. Empirisches Verschleißgesetz von Archard

Der empirische Ansatz von Archard [Arc53] ist eine der ältesten Methoden der Verschleißberechnung. Nach Archard ist die Verschleißintensität I_h proportional zur Last F_N und von der Materialpaarung abhängig.

$$I_h = k_h \cdot F_N \quad (2.1)$$

In der Praxis muss die Verschleißintensität empirisch ermittelt werden. Die Normierung der Verschleißintensität für die Last ergibt den systemspezifischen Verschleißkoeffizient k_h .

Mit dem vereinfachten Gesetz des Gleitverschleißes von Archard

$$h_V = h_{VE} + k_h \cdot F_N \cdot S_{hv} \quad \text{alternativ} \quad h_V = h_{VE} + k_V \cdot p \cdot S_{hv} \quad (2.2)$$

kann bei definierter Belastung F_N nach einem kumulierten Gleitweg S_{hv} die Verschleißhöhe h_V berechnet werden.

Die Methode zur Berechnung des abrasiven Verschleißes von Rabinowicz [Rab95]

$$V_V = \frac{\tan \theta}{\pi \cdot p} \cdot F_N \cdot S_{hv} = k_{abr} \cdot \frac{1}{p} \cdot F_N \cdot S_{hv} \quad (2.3)$$

weist auch große Ähnlichkeiten mit dem Verschleißgesetz von Archard auf [Som14]. Sein Ansatz basiert auf einer idealen rein theoretischen Modellbildung und beinhaltet einen geometrischen Parameter θ , der die Geometrie eines abrasiven Körnchens beschreibt. Diese Geometrie ist in der Praxis unbekannt und praktisch nicht ermittelbar.

2. Stand der Forschung

Weiterhin stellt Archard [Arc80] fest, dass die mit der Werkstoffhärte H erweiterte Beziehung für die adhäsiv bedingte Verschleißintensität

$$I_h = \frac{k_h \cdot p}{(H)} \quad (2.4)$$

sehr gut bei metallischen Tribopaarungen anwendbar ist. Bei einem elastischen Reibkontakt spielt die Härte jedoch eine untergeordnete Rolle.

Das Verschleißberechnungsmodell von Archard gilt als allgemeingültig. Aus verschiedensten Informationsquellen lässt sich schließen, dass diese Form der Verschleißberechnung sich weltweit vor allem in der Praxis durchgesetzt hat.

2.1.2. Verschleißtheorie von MacGregor

MacGregor [Mac64] veröffentlicht eine allgemeingültige analytische Verschleißtheorie für den sogenannten Nullverschleißfall mit elastischer Reibflächendeformation und für den Verschleißfall mit abrasiver Reibflächenbeanspruchung. Der sogenannte Nullverschleiß ist hier als ein kaum messbarer Verschleißfortschritt zu verstehen. Nach MacGregor ändert sich beim Nullverschleiß die Oberfläche nur unwesentlich. Dabei ist die Verschleißspurtiefe kleiner oder gleich der Hälfte der Oberflächenrauheit. Eine höhere Verschleißbeanspruchung mit einer tieferen Verschleißspur entspricht dem Verschleißfall.

Für den sogenannten Nullverschleißfall gilt die Grenzbedingung:

$$\frac{\tau_{max}}{\sigma_s} \leq \bar{\gamma}_R \quad (2.5)$$

Der dimensionslose Faktor $\bar{\gamma}_R$ ist experimentell zu ermitteln. Er erreicht einen Grenzwert $\bar{\gamma}_R = 0,2$ im Bereich der Haft- und Mischreibung sowie $\bar{\gamma}_R = 0,54$ im Bereich der Flüssigkeitsreibung. Wenn die Grenzbedingung für den sogenannten Nullverschleißfall erfüllt ist, dann kann die Nutzungsdauer N als eine Anzahl von Übergleitungen berechnet werden:

$$N = \frac{S_L}{S_W} \cdot N_g \quad (2.6)$$

Im Falle der Nichterfüllung der Grenzbedingung für den Nullverschleißfall, gilt der Verschleißfall. Für die Verschleißberechnung im Verschleißfall schlägt MacGregor folgende Beziehung vor:

$$\tau_v^9 \cdot 2000 \text{ Übergleitungen} = \tau_x^9 \cdot N_x \quad (2.7)$$

In der Praxis wird an einem Tribosystem die Schubspannung τ_x variiert und jeweils nach 2000 Übergleitungen die Verschleißabtragung überprüft. Wenn die

Verschleißabtragung der Höhe der Oberflächenunebenheiten entspricht, dann entspricht auch die vorgegebene Schubspannung τ_x der gesuchten Schubspannung τ_v . Folglich kann für eine beliebige vorgegebene Schubspannung τ_x die Nutzungsdauer N_x als eine Anzahl von Übergleitungen berechnet werden [Pol82]. Bei dieser allgemeingültigen Verschleißberechnungsmethode werden nur makrogeometrische Bedingungen berücksichtigt. In der Praxis ist sie zwar sehr übersichtlich, aber auch sehr ungenau. Die analytische Beschreibung von Zusammenhängen beim Verschleißvorgang erfolgt nicht [Fle80].

2.1.3. Molekular-mechanische Ermüdungstheorie von Kragelski

Die molekular-mechanische Ermüdungstheorie von Kragelski [Kra71] beschreibt die tribologischen Prozesse weitaus gründlicher. Sie basiert auf einfachen Vorstellungen und ist in der Praxis bequem in der Handhabung. Der lineare Verschleiß I_h gibt den Materialabtrag h_v an, der auf den Gleitweg S_{hv} bezogen ist.

$$I_h = \frac{h_v}{S_{hv}} \quad (2.8)$$

oder

$$V_V = I_h \cdot A_a \cdot S_{hv} \quad (2.9)$$

Der Ansatz ist so zu verstehen, dass das Verschleißvolumen V_V des weicheren Reibpartners von der nominellen Kontaktfläche A_a auf dem kumulierten Gleitweg S_{hv} abgetrennt wird.

Bei der praktischen Verschleißberechnung ist es erforderlich die Betriebsbedingungen, die Werkstoff- und Ermüdungskennwerte des Verschleißkörpers sowie die mikrogeometrischen Kennwerte der Gleitbahn zu kennen. Mit Hilfe von Nomogrammen [Bre88] ist es möglich, die Verschleißintensität und die dazugehörigen Parameter analytisch zu bestimmen. Anschließend erhält man für die vorgegebene Betriebsdauer den mengenmäßigen Verschleiß.

Im Vergleich zu empirisch ermittelten Verschleißintensitäten weisen die theoretisch berechneten durchschnittlich eine $\pm 2,5 \dots 3$ -fache Abweichung auf. Die Verschleißprozesse sind stochastisch, deshalb sind diese Abweichungen als zulässig anzusehen. Die allgemeingültige Verschleißberechnungsmethode von Kragelski setzt stationäre Verhältnisse und nur einen überwiegenden Verschleißmechanismus voraus. Sie gilt nur für eine nicht geschmierte Tribopaarung und berücksichtigt keine physikalisch-chemischen Prozesse an den Reiboberflächen [Bre88].

2. Stand der Forschung

2.1.4. Energiespeicherungshypothese von Tross und Fleischer

Nach zahlreichen Verschleißversuchen an verschiedensten Tribosystemen und darauf folgender systematischer Versuchsauswertung, definieren Tross/Fleischer [Fle80] [Fle04] [Sad08] [Sad09] einen Zusammenhang zwischen der Reibungsarbeit W_R und dem Verschleißvolumen V_V .

$$V_V = \frac{W_R}{e_R^*} \quad (2.10)$$

Durch eine Vereinigung der molekular-mechanischen Ermüdungstheorie mit der energetischen Verschleißgrundgleichung konnte eine Beziehung zur Bestimmung der sogenannten scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* entwickelt werden.

$$e_R^* = \frac{n_k}{\nu_V} \cdot \frac{\bar{e}_B}{1 + \zeta_R(n_k - 1)} \quad (2.11)$$

Unter dem Begriff „scheinbare Reibungsenergiedichte“ ist eine analytisch genau berechnete Zahl zu verstehen, die in der Praxis aufgrund des stochastischen Charakters der Verschleißvorgänge nur als ein Richtwert angesehen werden kann. In der Praxis werden zur Berechnung der kritischen Anzahl der übergleitungsbedingten Energieimpulse n_k näherungsweise die Werte aus der Wöhlerkurve zugrunde gelegt. Die mittlere Bruchenergiedichte \bar{e}_B kann näherungsweise mit den aus dem Zugversuch gewonnenen Werten und einer vereinfachten Rechnung bestimmt werden. Die Energieakkumulationszahl ζ_R und die Verschleißzahl ν_V müssen jedoch nach Erfahrungswerten geschätzt oder empirisch ermittelt werden [Fle80] [Kuh09] [Sad07]. Die energetische Betrachtungsweise von Tross/Fleischer steht aktuell auf den Lehrplänen der Hochschulen [Det08]. Sie gilt als die geeignetste allgemeingültige Methode, mit der man die Verschleißvorgänge am besten beschreiben kann. Die verschiedensten Informationsquellen vermitteln den Eindruck, dass in der Praxis die Verschleißberechnungsmethode von Tross/Fleischer überwiegend in Deutschland eingesetzt wird und auf internationaler Ebene jedoch das Verschleißgesetz von Archard.

2.1.5. Firmen-/Produktspezifische Verschleißmodelle für Trapezgewinde

Es sind einige produktspezifische Lebensdauerberechnungsmodelle für Trapezgewindemuttern bekannt, die in den nicht wissenschaftlichen Firmenkatalogen [Aut13] [Bjg14] [Con13] [Lin13] veröffentlicht sind. Sie basieren auf dem Verschleißgesetz von Archard und beinhalten eine empirisch ermittelte Verschleißintensität sowie Korrekturfaktoren für die Massenträgheit, Betriebstemperatur und Einschaltdauer. Die angegebene Verschleißintensität bezieht sich nur auf zwei Muttertypen und gilt nur für einen Belastungsfall. Mit dieser Methode ist eine allgemeingültige Lebensdauerberechnung beliebiger Gewindeabmessungen bei variablem Lastkollektiv nicht möglich.

2.1.6. Andersartige Tribosysteme mit gleitender Trapezgeometrie

Es sind einige Tribosysteme bekannt, die wie ein Trapezgewinde auch eine Trapezgeometrie mit gleitender Linienberührung aufweisen. Diese sind zum Beispiel die Schneckengetriebe und die Zahn- /Keilwellenverbindungen.

Für die Schneckengetriebe kann der Betriebsverschleiß bei stationären Betriebsbedingungen nach DIN 3996 oder bei reinem Anfahrbetrieb inkrementell nach Berger [Ber14] berechnet werden.

Zur Lebensdauerberechnung an ungeschmierten Zahn- und Keilwellenverbindungen hält Zapf [Zap87] die molekularmechanische Ermüdungstheorie von Kragelski [Kra71] für besonders geeignet und erhält die Lebensdauer als Lastspielzahl in Abhängigkeit von Flankenspiel und Betriebszustand.

Die Schraub-, Kegelrad-, Hypoidgetriebe weisen zwar auch eine Trapezgeometrie auf, jedoch aufgrund abwälzender Punktberührung ist diese Art des Reibkontakts nicht mit gleitendem Linienkontakt eines Trapezgewindes vergleichbar.

Die Axialgleitlager sind wie die Leitgewindemuttern axial belastet. Diese Tribosysteme unterscheiden sich insbesondere im Eingriffsverhältnis und im Temperaturverhalten. Für die Leitgewindemuttern und für die Axialgleitlager ist auch kein allgemeingültiges Lebensdauerberechnungsmodell bekannt.

2. Stand der Forschung

2.2. Thermische Analysemethoden

Die reibungsbedingte Wärme teilt sich in den einzelnen Elementen eines Tribosystems auf und dissipiert. Nachfolgend sind die vorhandenen Methoden dargestellt, mit deren Hilfe das Temperaturverhalten eines Tribosystems beschrieben werden kann. Allgemeine Methoden zur Beschreibung des Temperaturverhaltens eines Gewindetriebes sind nicht bekannt, daher wird auch auf die Alternativen von anderen, ähnlichen Tribosystemen eingegangen.

2.2.1. Berechnungsmethoden der Wärmeableitung

Wärme entsteht im Reibkontakt zwischen den beiden Reibkörpern. Durch die Wärmeleitung wird die Wärme anteilig über die Reibkörper an die Umgebung abgegeben. Mit diesem Phänomen setzen sich Bowden/Riedler [Bow35] auseinander. Sie benutzen Tribokörper als Thermoelemente um die Aufteilung der Wärmeströme und die Temperaturvorgänge zu untersuchen.

Jaeger [Jae42] erarbeitet die grundlegenden Methoden zur analytischen und näherungsweise Ermittlung von reibungsbedingten Wärmeverteilungen in den aufeinander gleitenden Tribokörpern. Dabei nimmt er an, dass der Wärmestrom stationär ist und die Reibkontakttemperatur an beiden Reibkörpern (Reitkörper 1 und Gegenkörper 2) den gleichen Wert hat. Er nimmt an, dass die Wärmestromaufteilung und die Wärmeleitfähigkeit in einem Verhältnis zueinander stehen.

$$Q_1 = \frac{\lambda_1 \cdot Q}{\lambda_1 + \lambda_2} \text{ und } Q_2 = \frac{\lambda_2 \cdot Q}{\lambda_1 + \lambda_2} \text{ mit } Q = Q_1 + Q_2 \quad (2.12)$$

Dieser Zusammenhang ist nur bei niedrigerer Gleitgeschwindigkeit gültig. Bei höherer Gleitgeschwindigkeit ist die Abkühlwirkung des Reitkörpers durch kühlere Gleitwegfläche des Gegenkörpers zu berücksichtigen.

Aufbauend auf den Ergebnissen von Jaeger [Jae42] entwickeln Bowden/Tabor [Bow59] eine näherungsweise Berechnungsmethode zur Ermittlung des anteiligen Wärmestroms Q in einem dünnen Stab für das „Stift/Scheibe-Tribosystem“.

$$\alpha Q = 2\pi r \alpha_w \int_0^\infty (T - T_U) dx \text{ mit } \alpha = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (2.13)$$

Ihre Ergebnisse basieren auf den Annahmen, dass die Reibung nahezu vollständig in die Wärme übergeht. Dabei erfolgt der Wärmeübergang zwischen der ausstrahlenden Oberflächentemperatur T und der Umgebungstemperatur T_U .

Diese grundlegenden Erkenntnisse sind bis heute noch aktuell und finden in verschiedenen Tribosystemen ihre Anwendung. Für die relativ schnellgleitenden

Leitmuttern können sie wegen fehlender Integration der Konvektionseffekte nicht berücksichtigt werden. Die Leitmuttern haben eine große geometrische Ähnlichkeit mit Radialgleitlagern durch die Form einer Buchse.

Künkel [Kün05] bestätigt die Berechnungsmethode von Jaeger [Jae42] und Bowden/Tabor [Bow59], indem er sie an den Radialgleitlagern, unter der Berücksichtigung von Konvektionseffekten, anwendet.

$$Q_1 = \frac{\lambda_1 \cdot K_1 \cdot Q}{\lambda_1 \cdot K_1 + \lambda_2 \cdot K_2} \text{ und } Q_2 = \frac{\lambda_2 \cdot K_2 \cdot Q}{\lambda_1 \cdot K_1 + \lambda_2 \cdot K_2} \quad (2.14)$$

Er führt eine systemspezifische Wärmebilanz durch und weist darauf hin, dass die Ergebnisleitungen nicht direkt auf andere Tribosysteme übertragbar sind. Grund dafür ist die Gestaltabweichung der Tribokörper sowie abweichende Umgebungseinflüsse. Die Konvektionsfaktoren $K_1 = 3/4$ und $K_2 = 7/120$ übernimmt er aus [Erh85].

Laut Erhard/Strickle [Erh85] verlässt die Reibungswärme das Querlager über die Oberfläche der Lagerschale

$$Q_1 = \frac{d_W \cdot B \cdot \pi}{s_K \cdot 10^3} \cdot \lambda_1 \cdot K_1 \cdot \Delta T \quad (2.15)$$

und über die Welle.

$$Q_2 = \frac{d_W \cdot \pi}{2 \cdot 10^3} \cdot \lambda_2 \cdot K_2 \cdot \Delta T \quad (2.16)$$

mit

$$\Delta T = \frac{p \cdot v \cdot \mu}{\pi \cdot \left(\frac{\lambda_1 \cdot K_1}{s_K} + \frac{\lambda_2 \cdot K_2}{2 \cdot B} \right)} \cdot 10^3 \quad (2.17)$$

Die Formeln gelten für die Querlager-Konstruktionen mit einem Nenndurchmesser der Stahlwelle von 20 bis 60 mm und für Kunststoffe mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,24 W/m·K bei einer Umgebungstemperatur unter 80 °C. Aufgrund von systemspezifischen Konvektionsfaktoren K_1 und K_2 sind auch diese Ansätze zu komplex und auf eine Leitmutter nicht direkt übertragbar.

Bartz [Bar93] nimmt an, dass die Wärme über das Gleitlager mit Ölsumpf und guter innerer Benetzung des Lagergehäuses nur durch Konvektion zur Umgebungsluft abgeführt wird. Dazu verwendet er das Fouriersche Gesetz.

$$Q_1 = \alpha_w \cdot A_L \cdot (T_m - T_U) \quad (2.18)$$

Dabei setzt er bei der Berechnung der Temperaturdifferenz die mittlere Lagertemperatur T_m ein. Die wärmeabgebende Oberfläche A_L im Maschinenverbund sowie die Wärmeübergangszahl α_w sind schwierig zu ermitteln. Deshalb werden näherungsweise $A_L = 15 \dots 20 \cdot B \cdot D$ und $\alpha_w = 7 + 12 \cdot \sqrt{w}$ angenommen. Da die

2. Stand der Forschung

Maschinen immer eine Luftbewegung erzeugen, wird mindestens $w = 1,2\text{m/s}$ empfohlen.

Dieser Ansatz findet sich im Werk von Tepper/Schopf [Tep85] sowie in der DIN 31652-1, DIN 31653-1, DIN 31654-1 und in der ISO 7902-1 wieder. Die Ähnlichkeitsgesetze der Thermodynamik erlauben die Übertragbarkeit der Anwendung von den Gleitlagern auf die Leitmuttern.

Mäurer [Mäu03] entwickelt ein vereinfachtes Modell zur ausreichend genauen Berechnung des über das Buchsenlager abgeführten Wärmestroms. Er nimmt an, dass die Wärmeübertragung eindimensional durch die zylindrische Wand nur über die Wärmeleitung und den Wärmeübergang erfolgt. Dazu ermittelt er den gesamten Wärmeleitwiderstand und verwendet zur Berechnung der Wärmeleitung das Fouriersche Gesetz. Um den Wärmestromanteil prozentuell auszudrücken, setzt er den berechneten Wärmestrom ins Verhältnis zur gesamten Reibleistung des Buchsenlagers.

Es ist eine weitere Berechnungsmethode [Lyk67] [Eld58] bekannt, mit der es möglich ist den anteiligen Wärmestrom zu bestimmen.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{\lambda_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1}{\lambda_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2}} \quad (2.19)$$

Sie gilt allerdings nur bei Kontaktierung zweier nichtgleitender halb-endlicher Festkörper oder auch für zwei reibende Körper bei extrem niedriger Gleitgeschwindigkeit. Aus diesem Grund ist diese Berechnungsmethode für eine schnellgleitende Leitmutter nicht anwendbar.

2.2.2. Methoden zur Beschreibung thermischer Reibleistungsfähigkeit

Die in das Tribosystem induzierte Wärmeleistung muss kleiner als dessen Wärmeabgabefähigkeit sein. Anderenfalls kann es zu einem Wärmestau und folglich zu einer Instabilität im Verschleißverlauf führen.

Nach Ehrhard/Strickle [Erh85] ist der Richtwert für das Maß der Gleitreibbelastung der sogenannte „ pv -Wert“, der als das Produkt aus Flächenpressung p und Gleitgeschwindigkeit v definiert ist und dessen Maximalwert beim Aussetzbetrieb bis zu 50% höher angesetzt werden kann. Der pv -Wert hat die Einheit „ $\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$ “ oder anders geschrieben „ W/mm^2 “. Aus der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung für den eindimensionalen Fall ist der Begriff der Wärmestromdichte mit der Einheit „ W/mm^2 “ bekannt.

Unter der Annahme, dass die Reibungsarbeit W_R nahezu vollständig in die Wärmeenergie übergeht, lässt sich für die Spindel die Wärmestromdichte q_S als die Wärmeenergie definieren, die in die Spindeloberfläche A_S während einer Hubdauer ($t_H + t_S$) induziert wird.

$$q_S = \frac{W_R}{(t_H + t_S) \cdot A_S} = \alpha_w \cdot (T_S - T_U) \quad (2.20)$$

Es ist ersichtlich, dass die Wärmestromdichte q_S dem pv -Wert ähnelt.

$$q_S = \frac{\mu_G \cdot F_N}{A_S} \cdot \frac{S_L}{t_H + t_S} \quad \text{mit} \quad F_N \approx F_A \quad (2.21)$$

Der erste Bruchterm entspricht aber nicht der Pressung p , weil die Konvektionsfläche der Spindel A_S keine Kräfteinleitungsfläche der Axialkraft F_A ist. Der zweite Bruchterm beinhaltet die Stillstandszeit t_S , was auch nicht der reinen Gleitgeschwindigkeit v entspricht. Der empirisch ermittelte pv -Wert und die Wärmestromdichte q_S haben die gleiche Einheit und beschreiben die thermische Leistungsfähigkeit eines Tribosystems. In Bezug auf eine Gewindespindel ist die Beschreibung der thermischen Leistungsfähigkeit mit dem pv -Wert allerdings nicht sinnvoll.

2.2.3. Berechnungsmethode des Wärmeübergangskoeffizienten

Da ein Trapezgewinde einem querangeströmten Profilzylinder beziehungsweise einem berippten Rohr geometrisch ähnelt, könnte der Ansatz zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten eines Rippenrohres nach Wagner [Wag11] mit der einheitlichen Nusseltzahl-Gleichung nach Gnielinski [Gni75][Vdi13] herangezogen werden.

Nach dem Ansatz von Wagner [Wag11] entspricht der Gesamtwärmestrom eines Rippenelements der Summe aus dem Wärmestrom von der Rippe und dem Wärmestrom von der Rohroberfläche (Abb.2.1).

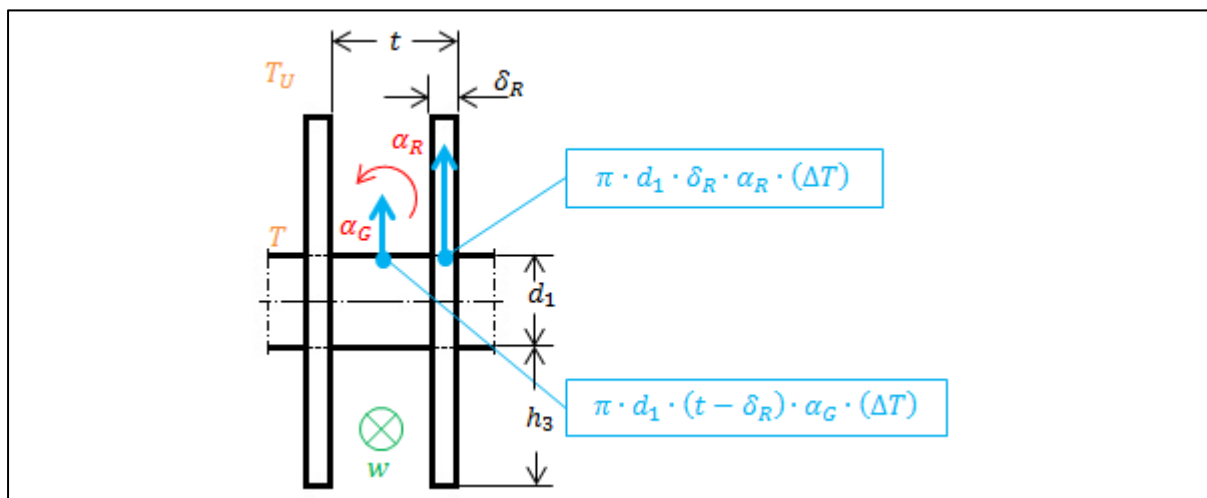


Abb.2.1: Zusammensetzung der spezifischen Wärmeströme aus Grundrohranteil und Rippenanteil nach Wagner [Wag11]

2. Stand der Forschung

Mit dem Ansatz:

$$\pi \cdot d_1 \cdot t \cdot \bar{\alpha} \cdot (\Delta T) = \pi \cdot d_1 \cdot \delta_R \cdot \alpha_R \cdot (\Delta T) + \pi \cdot d_1 \cdot (t - \delta_R) \cdot \alpha_G \cdot (\Delta T)$$

erhält man die Gleichung für den mittleren äquivalenten Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}$

$$\bar{\alpha} = \alpha_R \cdot \frac{\delta_R}{t} + \alpha_G \cdot \left(1 - \frac{\delta_R}{t}\right) \quad (2.22)$$

mit der Wärmeübergangszahl der Grundfläche des Rohres α_G

$$\alpha_G = \frac{Nu_R \cdot \lambda_L}{\frac{\pi}{2} \cdot d} \quad (2.23)$$

und mit der scheinbaren Wärmeübergangszahl am Rippenfuß α_R

$$\alpha_R = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_G}{\delta_R \cdot \lambda_R}} \cdot \lambda_R \cdot \tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_G}{\delta_R \cdot \lambda_R}} \cdot h_3\right) \quad (2.24)$$

Zur Berechnung der Nußeltzahl Nu_R empfiehlt Wagner [Wag11] die einheitliche Nußeltzahl-Gleichung nach Gnielinski [Gni75][Vdi13]

$$Nu_R = 0,3 + \sqrt{Nu_{R,lam}^2 + Nu_{R,tur}^2} \quad (2.25)$$

mit einem laminaren Strömungsanteil $Nu_{R,lam}$

$$Nu_{R,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (2.26)$$

und mit einem turbulenten Strömungsanteil $Nu_{R,tur}$

$$Nu_{R,tur} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.27)$$

für den Gültigkeitsbereich $10 < Re < 10^7$; $0,6 < Pr < 1000$

Die Reynoldszahl Re berechnet sich wie folgt

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu_L} \quad \text{mit } w = \pi \cdot d \cdot n_s \quad (2.28)$$

Sollte zwischen einer Gewindespindel und einem Rippenrohr eine Ähnlichkeit vorliegen, dann kann der mittlere äquivalente Wärmeübergangskoeffizient $\bar{\alpha}$ der Wärmeübergangszahl α_w aus dem Fourierschen Gesetz entsprechen.

2.2.4. Berechnungsmodelle zur Reibkontakttemperatur

Berechnungsmodelle zur Bestimmung der Reibkontakttemperatur bei Trapezgewinden sind nicht bekannt. Daher ist es nützlich sich die vorhandenen Modelle für andere Tribosysteme anzuschauen um den Stand der Kenntnisse zu vervollständigen.

Blok [Blo37] definiert die Kontakt-Grenzflächentemperatur T_K als die Summe aus der Volumentemperatur T_V und der Blitztemperatur T_R .

$$T_K = T_V + T_R \quad (2.29)$$

mit

$$T_R = \frac{1,11}{S_W \cdot \sqrt{B_K}} \cdot \frac{\mu_G \cdot F_N \cdot (v_1 - v_2)}{\sqrt{\lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot v_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot v_2}} \quad (2.30)$$

Seine Hypothese ist für die Berechnung der Temperatur in einem linienförmigen Reibkontakt anwendbar [Czi10]. Dabei sind entsprechende Geometriegrößen durch Kontaktlänge S_W und Kontaktbreite B_K beschrieben.

Später entwickelt Archard [Arc58] ein Modell für einen Punktkontakt zweier gleitender Körper, die sich an einem Rauheitshügel berühren. Da sein Modell sich auf einen Mikrorauheitskontakt bezieht, ist es in der Praxis nur schwer handhabbar.

Basierend auf den Blitztemperaturhypothesen von Blok und Archard entwickeln Ashby et al [Ash90] eine rechnerunterstützte Methode, mit der die näherungsweise Berechnung der Volumentemperatur T_V möglich ist.

$$T_V = \frac{\mu_G \cdot F_N \cdot (v_1 - v_2)}{A_a} \cdot \left[\frac{1}{\frac{\lambda_1}{l_1} + \frac{\lambda_2}{l_2}} \right] + T \quad (2.31)$$

Diese Formel ist zur Berechnung der Blitztemperatur T_R äquivalent anzuwenden. Bei der Berechnung der Blitztemperatur beziehen sich die Wärmediffusionswege sowie die Temperatur der Wärmesenke auf die Mikrorauheitskontakte und sind daher sehr schwierig zu bestimmen [Czi10].

Jaeger [Jae42] entwickelt ein Modell zur Berechnung der Gleitflächentemperatur T_K für eine quadratische Berührungsfläche mit der Seitenlänge $2l_B$ und gibt das Ergebnis an, das sich auf hohe Geschwindigkeit bezieht.

$$T_K = \frac{\sqrt{\frac{\lambda_2}{\rho_2 \cdot c_2}} \cdot \mu_G \cdot F_N \cdot (v_1 - v_2)}{3,76 \cdot l_B \cdot J \cdot \left\{ 1,125 \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt{\frac{\lambda_2}{\rho_2 \cdot c_2}} + \lambda_2 \cdot \sqrt{l_B \cdot (v_1 - v_2)} \right\}} + T_V \quad (2.32)$$

2. Stand der Forschung

Dabei wird berücksichtigt, dass der Reitkörper von der entgegengleitenden Oberfläche des Gegenkörpers gekühlt wird [Jae42], [Bow59].

Leitmuttern und Radialgleitlager haben beide die Form einer Buchse. Weil die Buchsen an ihren Reibflächen permanent im Eingriff sind, haben sie eine reibungsbedingte unbewegte Wärmequelle. Für Gleitlager sind die Modelle zur Berechnung der Gleitflächentemperatur vorhanden, die in der Praxis angewendet werden.

Nach Lancaster [Lan73] verhält sich die Reibkontakttemperatur T_K bei den Trockenauflagern proportional zur dissipierten Wärmeenergie.

$$T_K = T_U + C_t \cdot \mu_G \cdot F_N \cdot (v_1 - v_2) \quad (2.33)$$

Die Konstante C_t charakterisiert die thermische Leistungsfähigkeit der Lagerwerkstoffe und die Geometrie der Konstruktion [Czi10].

Erhard/Strickle [Erh85] geben eine genauere Abschätzung der Gleitflächentemperatur T_K für polymerbasierte Radialgleitlager an.

$$T_K = T_U + \left(1,15 + \frac{T_m}{170}\right) \cdot (T_m - T_U) \quad (2.34)$$

mit mittlerer Lagertemperatur T_m

$$T_m = \frac{T_U + \frac{318,3 \cdot p \cdot (v_1 - v_2)^\chi}{\left(\frac{0,18}{s_K} + \frac{1,36}{B}\right)} \cdot \mu_G \cdot \rho_R}{1 + \frac{318,3 \cdot p \cdot (v_1 - v_2)^\chi}{\left(\frac{0,18}{s_K} + \frac{1,36}{B}\right)} \cdot a_s} \quad (2.35)$$

Die angegebenen Formeln beziehen sich auf Radialgleitlager mit einem Durchmesser der Stahlwelle von 20...60mm und mit einer Wärmeleitfähigkeit des Polymers von 0,24 W/K sowie mit einer Umgebungstemperatur von unter 80°C [Erh85]. Hier wird allerdings keine genauere Spezifikation der Werkstoffe angegeben.

3. Zielsetzung der Arbeit, Hypothesen und Versuchsplanung

Ausgehend von beschriebenem Stand der Technik und des Wissens, werden in diesem Kapitel konkrete Ziele präzisiert sowie die wissenschaftlichen Methoden dargelegt. Zudem werden einige Hypothesen zur Verschleißberechnung von Trapezgewindetrieben aufgestellt und verwendete Prüfstandstechnik beschrieben.

3.1. Wissenschaftliche Vorgehensweise

Die Arbeitsplanung unterliegt einer Struktur, die in der Abbildung (Abb. 3.1.) dargestellt ist.

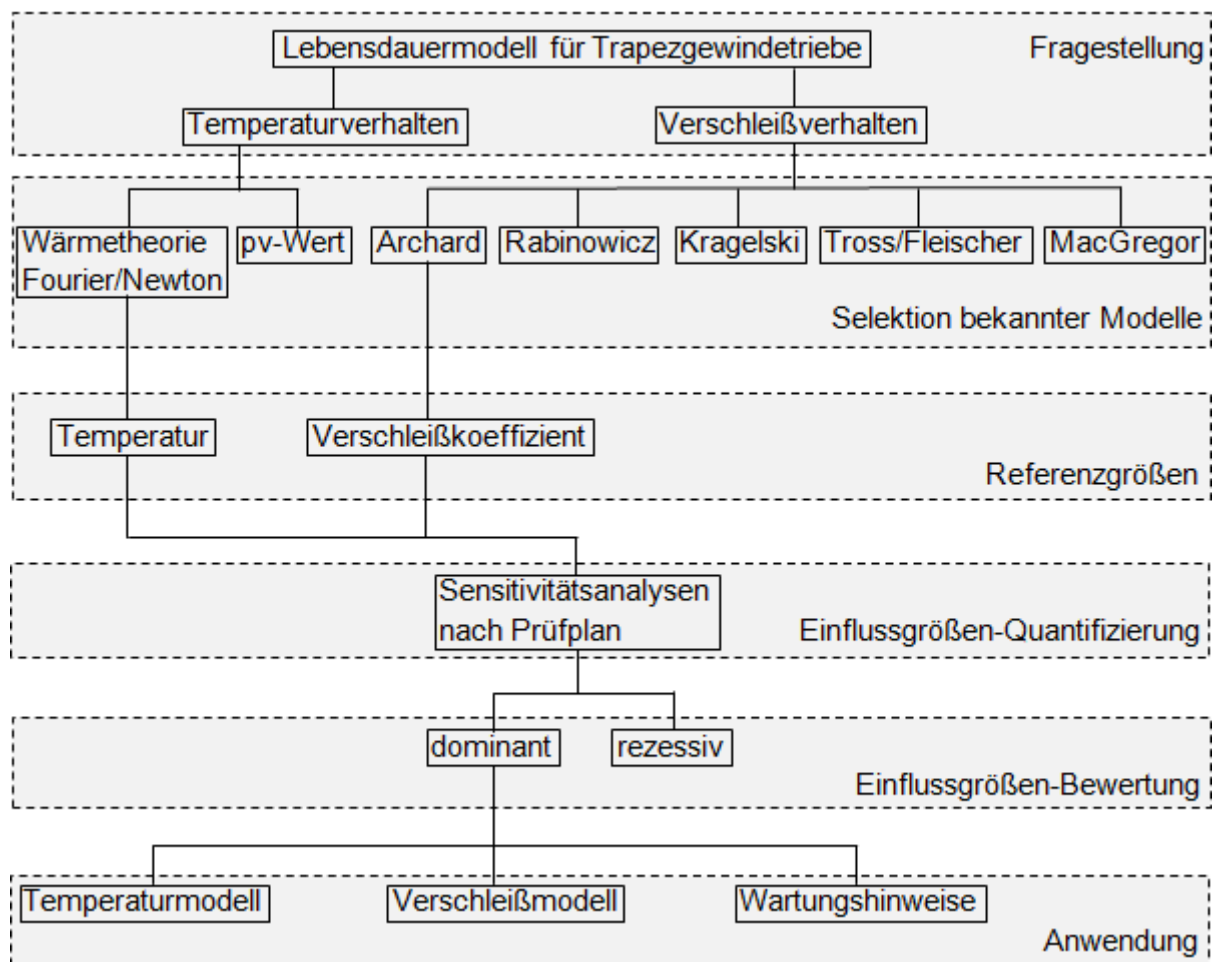


Abb. 3.1.: Arbeitsplan

Das Hauptziel dieser Arbeit besteht in der Herleitung eines anwendungsorientierten Lebensdauermodells für Trapezgewindetriebre. Da die Trapezgewindetriebre einerseits durch reibungsbedingte Wärme und andererseits auf Gleitverschleiß beansprucht werden, fokussiert sich die Untersuchung auf gleichzeitige Betrachtung des Temperaturverhaltens und Verschleißverhaltens.

3. Zielsetzung der Arbeit, Hypothesen und Versuchsplanung

Ausgehend vom Stand der Technik und der Kenntnisse wird das Temperaturverhalten der Trapezgewindetriebe über die Wärmetheorie von Fourier/Newton mit den Formeln 2.20 bis 2.28 und das Verschleißverhalten über das Verschleißgesetz von Archard mit der Formel 2.1 beschrieben. Im Vergleich zum

pv-Wert, berücksichtigt die Beschreibung der thermischen Leistungsfähigkeit der Trapezgewindetriebe über die Wärmetheorie von Fourier/Newton weitere Einflussgrößen. Im Gegensatz zu den anderen bekannten Verschleißmodellen zeichnet sich das empirische Verschleißgesetz von Archard durch die Paxistauglichkeit aus.

Die analytisch berechnete Temperatur im wärmsten Bereich der Trapezspindel sowie der empirisch ermittelte und statistisch abgesicherte Verschleißkoeffizient dienen als Referenzgrößen, mit denen die Werte aus geplanten Versuchen zu vergleichen sind. Um festzustellen, wie empfindlich das tribologische System „Trapezgewindetrieb“ auf verschiedene Einflussgrößen reagiert, sollen die Trapezgewindetriebe bei verschiedenen Betriebsbedingungen betrieben werden.

Die Gegenüberstellung der quantifizierten Einflussparameter mit den Referenzgrößen ermöglicht eine Aussage über deren dominanten oder rezessiven Einfluss auf die Temperatur- und Verschleißcharakteristik. Die Auswertung zur Bestimmung der Dominanz der Einflussgrößen kann in einem Pareto-Diagramm veranschaulicht werden.

Anschließend können die dominanten Einflussgrößen in das Temperatur- und Verschleißmodell einfließen sowie Hinweise für Betrieb und Wartung der Trapezgewindetriebe liefern.

3.2. Methode der Einflussgrößenbestimmung

Eine effiziente Versuchsplanung erfordert eine sinnvolle Variation von relevanten Einflussgrößen. Die Herleitung von relevanten Einflussgrößen wird hier systematisch und strukturiert über die Ursache-Wirkung-Analyse im Ishikawa-Diagramm (Abb. 3.2.) durchgeführt.

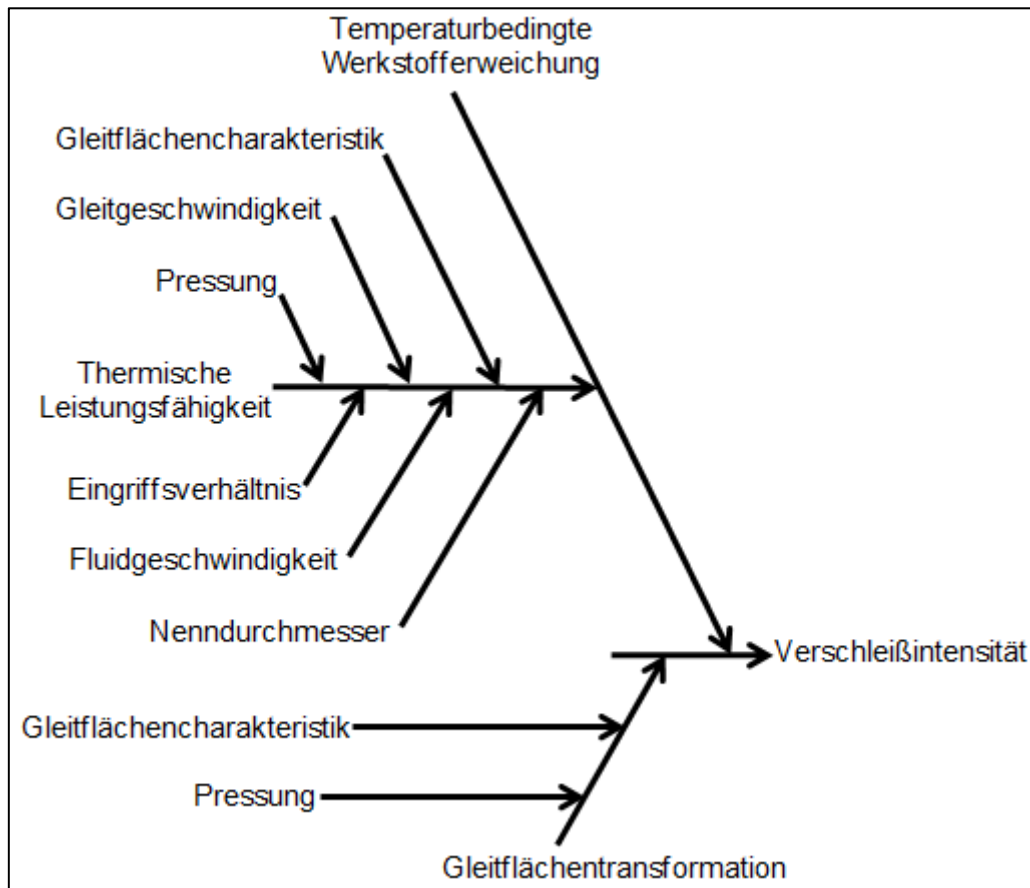


Abb. 3.2.: Herleitung relevanter Einflussgrößen

Die Verschleißintensität ist der gleitwegbezogene volumetrische Materialverlust. Die Verschleißteilchen bilden sich infolge der Gleitflächentransformationsvorgänge. Eine intensive Gleitflächentransformation kann über die scharfkantigen Oberflächenfehler der Spindel ausgelöst werden. Zu dem kann auch die Pressung über die relative Gleitflächenannäherung die Anzahl an Mikrokontakten und somit die Wahrscheinlichkeit der Verschleißteilchenbildung erhöhen.

Die Überschreitung der maximalen zulässigen Betriebstemperatur der Gleitwerkstoffe kann auch zum sprunghaften Abfall des Elastizitätsmoduls bei Kunststoffmuttern und zur Erhöhung der Verschleißintensität führen. Eine temperaturbedingte Werkstoffverweichung kann eintreten, wenn das tribologische System es nicht mehr schafft, die zugeführte reibungsbedingte Wärmeenergie ausreichend an die Umgebung zu übergeben. Die Pressung und die Gleitflächencharakteristik definieren den Zufluss der reibungsbedingten Wärmeenergie. Das Eingriffsverhältnis, der

3. Zielsetzung der Arbeit, Hypothesen und Versuchsplanung

Nenndurchmesser und die Gleit- beziehungsweise Fluidgeschwindigkeit beschreiben die Wärmeabgabefähigkeit des tribologischen Systems.

3.3. Hypothesen

Erste Hypothese: Die Pressung ist sowohl für die Temperatur als auch für den Verschleiß ein dominanter Einflussfaktor.

Die Annahme wird dadurch begründet, dass mit der höheren Pressung und somit höheren Anzahl an Mikrokontakten die Wahrscheinlichkeit der Verschleißteilchenbildung erhöht wird und durch die Deformation der vielen Mikrokontakte die deformationsbedingte Wärmeenergie ansteigt.

Zweite Hypothese: Die Gleitgeschwindigkeit wirkt auf die Temperatur dominant und auf den Verschleiß eher rezessiv.

Diese Hypothese beruht auf der Annahme, dass die reibungsbedingte Wärmeleistung sowie der Wärmeübergang von der Spindeloberfläche an das unbewegte Umgebungsmedium von der Drehzahl der Spindel abhängen. Wenn die Gleitgeschwindigkeit als bedeutender Einfluss auf die Temperatur betrachtet wird, bleiben im unterkritischen Temperaturbereich die Werkstoffeigenschaften überwiegend konstant und die stationäre Verschleißphase stabil.

Dritte Hypothese: Der Gewindenenndurchmesser wirkt auf die Temperatur dominant und auf den Verschleiß rezessiv.

Die Annahme wird mit einer größeren Konvektionsfläche bei einem größeren Gewindenenndurchmesser begründet. Bei gleichem Lastkollektiv ist es andererseits nicht relevant, auf welcher makroskopischen Festkörpergeometrie ein mikroskopisch kleines Teilchen zum Verschleißteilchen wird.

Vierte Hypothese: Das Eingriffsverhältnis wirkt auf die Temperatur sowie auf den Verschleiß in der Einlaufphase dominant und in der stationären Verschleißphase rezessiv.

Hier gründet sich die Annahme der Proportionalität des Eingriffsverhältnisses zur Konvektionsfläche und somit zum Wärmeverhalten des Trapezgewindetriebes. Bei einem größeren Eingriffsverhältnis laufen die Gleitflächen vermutlich schneller ein und konvergieren an einen Gleitflächenzustand, der in der stationären Phase aufgrund von konstanter Oberflächentransformation nahezu unverändert bleibt.

Fünfte Hypothese: Die Gleitflächencharakteristik, hier besonders die scharfkantigen Oberflächenfehler auf den Flanken von Spindeln, sind sowohl für die Temperatur als auch für den Verschleiß ein dominanter Einflussfaktor.

Es wird angenommen, dass durch die abrasive Scherwirkung der scharfkantigen Oberflächenfehler die Verschleißintensität und die reibungsbedingte Temperatur steigen.

Sechste Hypothese: Werkstoffe mit identischen technischen Eigenschaften, insbesondere in Bezug auf Dichte, Werkstoffhärte und zulässige Betriebstemperatur, weisen ein identisches Verschleißverhalten auf.

3.4. Versuchsplanung

Zur ersten, zweiten und dritten Hypothese:

Um die erste, die zweite und die dritte Hypothese zu prüfen, sollen die Versuche möglichst effizient nach einem teilfaktoriellen Versuchsplan durchgeführt werden.

In der Abbildung (Abb. 3.3.) ist ein Versuchsplan als ein dreidimensionaler Raum mit der Varianz der Pressung, des Gewindenenddurchmessers und der Gleitgeschwindigkeit dargestellt.

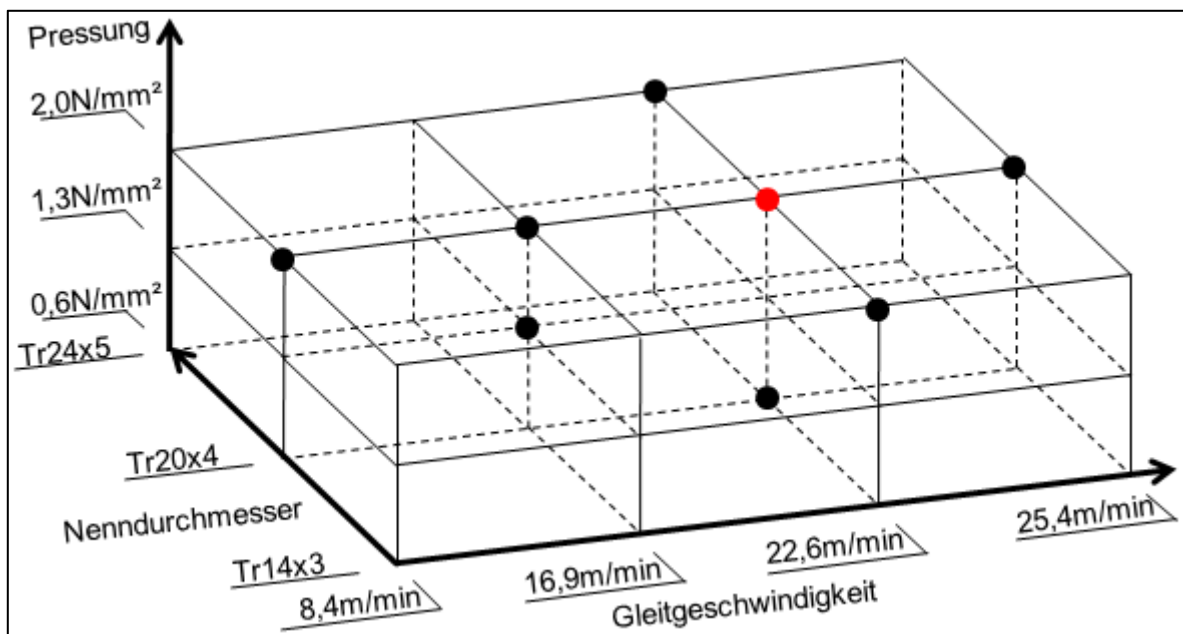


Abb. 3.3.: Versuchsplan zu Pressung, Nennendurchmesser, Gleitgeschwindigkeit

Der Versuchsplan beinhaltet einen Zentralpunktversuch (rot dargestellt) und mehrere Sternpunktversuche, die mit dem statistisch abgesicherten Zentralpunktversuch zu vergleichen sind. Weil das Temperatur- und Verschleißverhalten der Trapezgewindetriebe eher bei höheren Lastkollektiven interessant ist, liegt der Zentralpunktversuch nicht im Zentrum. Der Referenzwert für die Gleitgeschwindigkeit

3. Zielsetzung der Arbeit, Hypothesen und Versuchsplanung

liegt im thermisch sichereren Bereich bei 22,6 m/min. Der Referenzwert für die Pressung von 2 N/mm² bei einer Polymer/Stahl-Reibpaarung entspricht dem Richtwert aus [DecK14]. Der Gewindenenddurchmesser von 20mm ist der Referenzdurchmesser, weil er erfahrungsgemäß sehr häufig in der Automatisierungstechnik und in der Lehliteratur eingesetzt wird.

Zur vierten Hypothese:

Zur Untersuchung der vierten Hypothese ist der dreidimensionale Versuchsplan in der Abbildung (Abb. 3.4.) vorgesehen.

Die rote Ebene beziehungsweise die roten Punkte entsprechen den Referenzversuchen für das Eingriffsverhältnis mit dem Referenzwert (hier 0,0373).

Die schwarzen Punkte entsprechen den Versuchen mit variierten Eingriffsverhältnissen, die mit dem Referenzwert zu vergleichen sind.

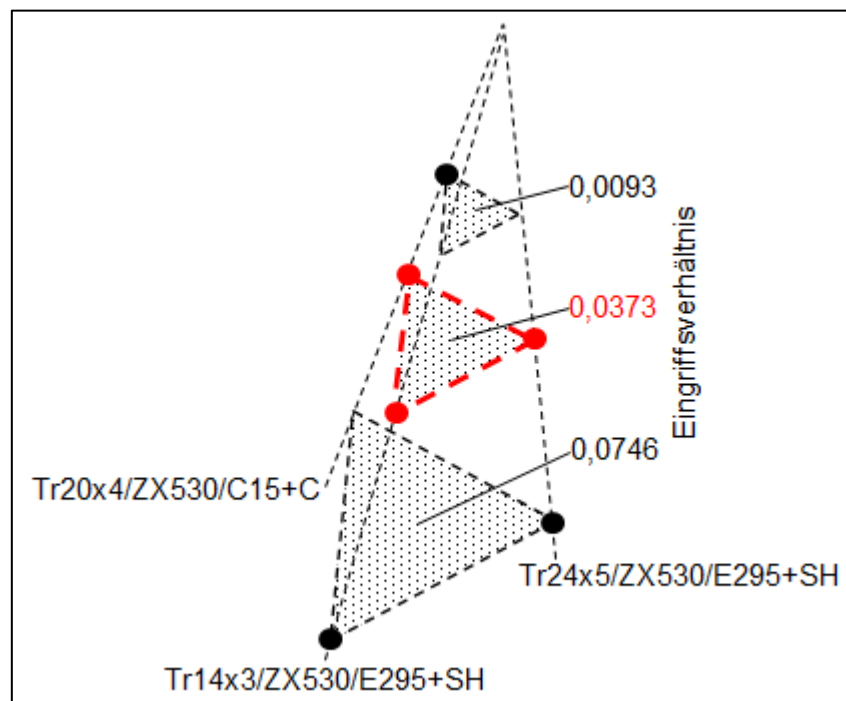


Abb. 3.4.: Versuchsplan zu Eingriffsverhältnis

Die Angaben, beispielsweise „Tr20x4/ZX530/C15+C“ beschreiben die eingesetzte Spindelgröße (Tr20x4), den Werkstoff der Mutter (ZX530) sowie den Werkstoff der Spindel mit derer Zustandsbezeichnung (C15+C).

Aufgrund von vorgesehenen Überschneidungen mit den anderen Versuchsplänen liefern die Versuche mehr an Informationen, die für weitere Erkenntnisse extrahiert werden können. Daher kommen in diesem Versuchsplan drei verschiedene Nenndurchmesser, eine Polymersorte und zwei Stahlsorten vor.

Dies hat den Vorteil, dass das Eingriffsverhältnis mit anderen Variationen von möglichen rezessiven Einflussgrößen kombiniert werden kann.

Zur fünften Hypothese:

Für die fünfte Hypothese werden Spindeln mit drei verschiedenen Gleitflächencharakteristiken untersucht.

Die Spindeln tragen eine Zustandsbezeichnung „+C“ für den kaltgezogenen und „+SH“ für den zusätzlich geschälten Zustand des Rohlings, aus dem die Spindel gerollt wurde (vgl. Kap. 1.2.).

Da der Zustand „+C“ preislich günstiger ist und häufiger verbaut wird, ist dieser Zustand als der Referenz-Zustand zu betrachten.

Es ist anzumerken, dass einige Spindeln mit der Zustandsbezeichnung „+C“ sichelförmige Oberflächenfehler aufweisen und müssen daher, wie sich herausgestellt hat, in der Auswertung gesondert berücksichtigt werden. Bilder zu sichelförmigen Oberflächenfehlern sind im Kapitel 5.6. in der Abbildung (Abb. 5.12.) zu finden.

Zur sechsten Hypothese:

Zur Prüfung der sechsten Hypothese werden vier verschiedene Reibpaarungskombinationen nach dem Versuchsplan in der Abbildung (Abb. 3.5.) getestet. Die Muttern bestehen aus Polyamid-basierten „ZX530“ und aus Polyoxymethylen-basierten „Murythal-C“ Polymeren.

Die Spindeln sind aus Baustählen „E295“ und „C15“ mit den Zustandsbezeichnungen „+C“ gefertigt.

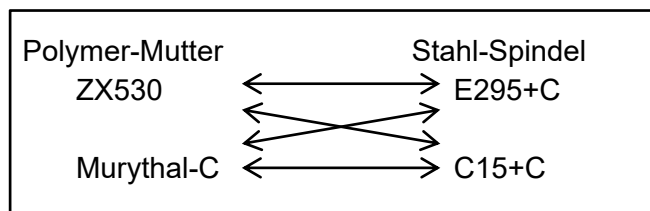
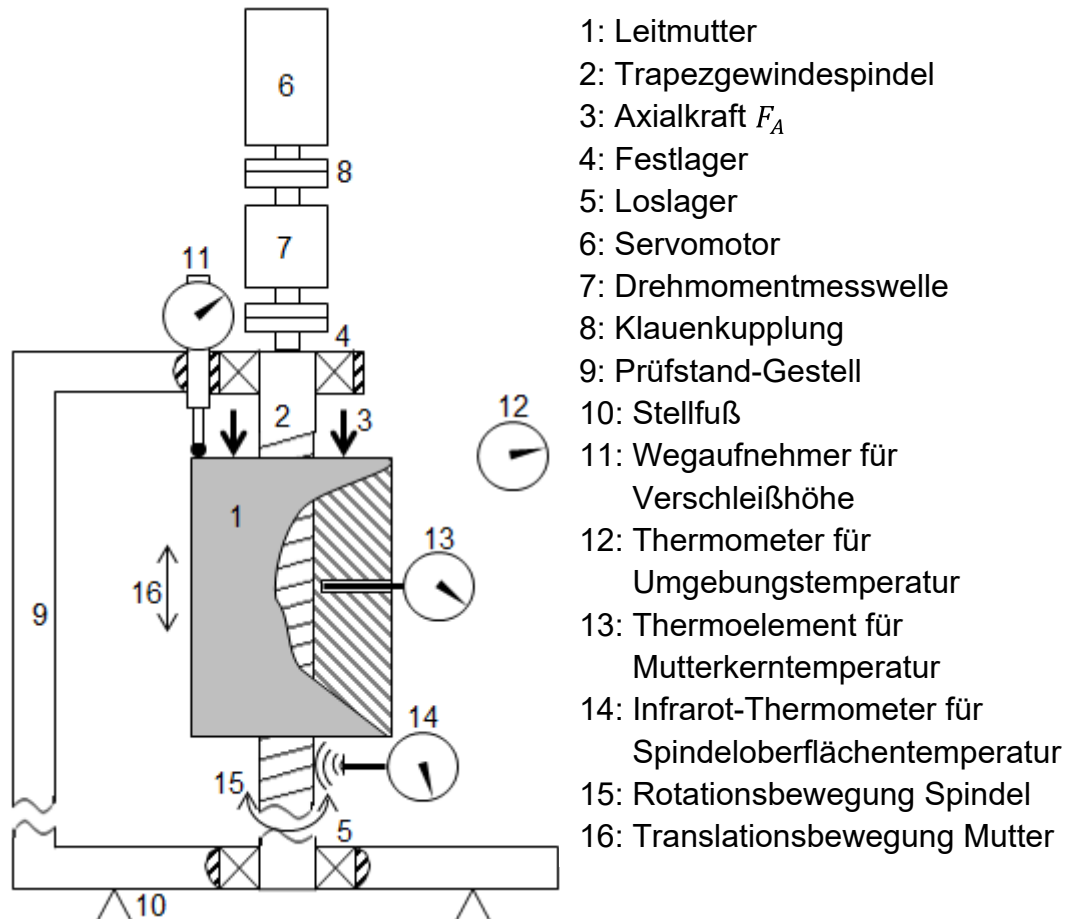


Abb. 3.5.: Versuchsplan zu Reibpaarung

3. Zielsetzung der Arbeit, Hypothesen und Versuchsplanung

3.5. Prüfstandstechnik

Für die experimentellen tribologischen Untersuchungen an Trapezgewindetrieben wird im Labor für Maschinenelemente der Hochschule Hannover ein Prüfstand (Abb. 3.6.) aufgebaut.



4. Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben

Während des Betriebs werden Trapezgewindetribe einer reibungsbedingten Wärmebelastung ausgesetzt. Diese Wärmebelastung kann kritische Werte erreichen, die zu einem Betriebsausfall führen können. Aus diesem Grund ist es sinnvoll diese Wärmebelastungen im Konstruktionsfall zumindest näherungsweise analytisch abschätzen zu können. Eine derartige Berechnungsmethode für Trapezgewindetribe ist allerdings nicht bekannt. Ein hypothetisches Anwendungsmodell für Trapezgewindetribe wurde allerdings schon in [Jun16] veröffentlicht, das über empirische Versuche noch bestätigt werden soll.

Eine Trapezgewindespindel weist jedoch eine Ähnlichkeit mit einem Profilzylinder auf. Zur analytischen Berechnung des Wärmeverhaltens von Profilzylindern existiert eine Methode. Sie ist im Kapitel 2.2 mit den Formeln 2.20 bis 2.28 beschrieben.

Nachstehend werden Simulationsergebnisse mit den empirischen Versuchen verglichen, um die Annahme der Übertragbarkeit dieser Methode auf Trapezgewindetribe zu bestätigen. Auf diese Weise soll eine analytische Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben ermöglicht werden. In diesem Kapitel wird aufgezeigt ob/wie diese Methode auf Trapezgewindetribe übertragen werden kann.

4.1. Problembeschreibung

Je nach Anwendungsfall kommen in Trapezgewindetrieben unterschiedliche Gewindenenddurchmesser zum Einsatz. In Bezug auf das Wärmeverhalten führt eine Variation des Gewindenenddurchmessers zu einer geometrisch bedingten Veränderung der Konvektionsfläche und folglich des Wärmeabgabeverhaltens. Eine Variation der Gleitgeschwindigkeit führt zur Veränderung der Relativgeschwindigkeit zwischen der Spindel und dem Umgebungsmedium, was ebenfalls eine Veränderung in der Wärmecharakteristik der Gewindetribe verursacht.

4.2. Ziel

Für einen Profilzylinder liegt ein Modell zur Berechnung des Wärmewiderstandes vor. Dieses Modell ist im Kapitel 2.2 beschrieben. Das Modell wird beispielsweise an Rippenrohren erfolgreich angewendet. Eine Trapezgewindespindel weist auch eine geometrische Ähnlichkeit mit einem Profilzylinder auf. Aufgrund dieser Tatsache ist eine Annahme der gegebenen Ähnlichkeit begründet. Diese Annahme soll durch die nachstehenden Untersuchungen bestätigt werden, um das Berechnungsmodell eines Profilzylinders auf eine Trapezgewindespindel übertragen zu können. Dazu sollen die Simulationsergebnisse mit praktischen Versuchen verglichen werden.

4. Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben

4.3. Methode

Diese Untersuchung soll mit drei verschiedenen Gewindenenndurchmessern durchgeführt werden, damit die Gültigkeit des Modells bei verschiedenen Gewindegrößen nachgewiesen werden kann. Die am häufigsten verwendeten Nenndurchmesser im Bereich der Automatisierungstechnik haben eine Größenordnung von circa 10...30mm. Aus diesem Grund werden drei Trapezgewindetribe mit den Gewinden Tr24x5, Tr20x4, Tr14x3 untersucht. Dazu werden die Temperaturen von Trapezgewindespindeln analytisch mittels einer Simulation und empirisch über die praktischen Versuche ermittelt und miteinander verglichen.

Die ausgewählten Pressungen, Gleitgeschwindigkeiten sowie Umgebungstemperaturen und Reibwerkstoffpaarungen sind für alle drei Gewindenenndurchmesser-Variationen identisch (vgl. Versuchsplan im Kapitel 3, Abb. 3.3.). Der Gewindenenndurchmesser Tr20x4 soll als eine Referenzgröße definiert werden, da er in der Automatisierungstechnik erfahrungsgemäß am häufigsten eingesetzt wird.

Der Gewindenenndurchmesser Tr20x4 soll zusätzlich bei vier verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten 8,4m/min, 16,9m/min, 22,6m/min, 25,4m/min untersucht werden, wobei die Gleitgeschwindigkeit 22,6m/min als Referenz festgelegt wird. Bei dieser Referenz-Gleitgeschwindigkeit können die Versuche besonders schnell und ohne einer Überschreitung von kritischen Bereichen durchgeführt werden. Die anderen drei Gleitgeschwindigkeiten stellen eine Mindestanzahl an drei ähnlich abstehenden Punktversuchen dar. Die Kommazahlen ergeben sich aus der Umrechnung von ganzzahligen Drehfrequenzen einer Tr20x4-Referenzspindel.

4.4. Versuchsbeschreibung

Der Prüfstand für die Versuche besteht aus austauschbaren Trapezgewindetrieben mit drei unterschiedlichen Spindelabmessungen. Die Trapezgewindetribe mit den Trapezgewinden Tr20x4 sind für die Referenzversuche bestimmt. Die anderen beiden Trapezgewindetribe, mit den Trapezgewinden Tr24x5 und Tr14x3, sind für eine exemplarische Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit dem Referenzversuch vorgesehen, um die Übertragbarkeit des Temperaturverhaltens auf andere Trapezgewindeabmessungen zu bestätigen.

Alle Versuche werden für den Betrieb nach dem Versuchsplan (Abb. 3.3.) mit identischen Eingriffsverhältnissen, Pressungen und Gleitgeschwindigkeiten eingerichtet. Lediglich bei den Referenzversuchen mit dem Trapezgewinde Tr20x4 wird zusätzlich zur höheren Variation der Wärmestromdichte systematisch die Pressung gedrittelt und das Eingriffsverhältnis über die Hubhöhenvariation verdoppelt. Die Versuche werden mit den Polymer-Muttern aus ZX530 und Stahlspindeln aus E295+SH durchgeführt.

4.5. Vergleich der simulierten Spindeltemperatur mit den Versuchsergebnissen

Um das Wärmeverhalten auch auf metallischen Reibpaarungen zu testen, werden die Referenzversuche mit dem Trapezgewinde Tr20x4 mit Muttern aus Rotguss-Bronze G-CuSn7ZnPb und Stahlspindeln aus E295+SH bei identischen Betriebsbedingungen wiederholt.

Eine indirekte Messung der Wärmestromdichte erfolgt über die Messung des Antriebsdrehmoments bei vorgegebenem Lastkollektiv nach dem Versuchsplan (Abb. 3.3.). Für die Erfassung des Antriebsdrehmoments ist eine Drehmomentmesswelle zwischen der Spindel und dem Antriebsmotor eingebaut. Die Drehmomentmesswelle „T22“ des Herstellers „Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH“ hat eine Linearitätsabweichung von $\pm 0,3\%$.

Zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl eines Rippenelements wird die Oberflächentemperatur am wärmsten Punkt der Spindel gemessen. Die Oberflächentemperatur ist dabei nicht mit der Temperatur im Reibkontakt zu verwechseln. Die Oberflächentemperatur wird an der Spindel mit einem in Hubrichtung geführten „Infrarot-Thermometer IR260-8S Voltkraft“ erfasst. Die Unsicherheit des Thermometers beträgt $\pm 2^\circ\text{C}$.

4.5. Vergleich der simulierten Spindeltemperatur mit den Versuchsergebnissen

Der Zusammenhang zwischen reibungsbedingter Wärmestromdichte und der Spindeltemperatur kann mit der Formel 2.20 im Kapitel 2.2. beschrieben werden. Diese Formel beinhaltet einen systemspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird das analytische Profilzylinder-Modell herangezogen, das im Kapitel 2.2. mit den Formeln 2.22 bis 2.28 beschrieben wird. Dieses Modell wird auf Trapezgewinde übertragen und mit den empirischen Versuchen verglichen, um anschließend die Anwendbarkeit des Modells an Trapezgewinden zu bestätigen. Diese Methode bezieht sich auf ein Rippenelement beziehungsweise eine Gewindewindung im wärmsten Bereich der Spindel. Unter der Annahme, dass die benachbarte Gewindewindung eine identische Temperatur aufweist, wird der Wärmestrom in axialer Richtung der Spindel vernachlässigt. Da die maximalen Betriebstemperaturen der Trapezgewindetriebe erfahrungsgemäß bei circa 90°C liegen, ist die Strahlung aufgrund der Geringfügigkeit ebenso vernachlässigbar.

In den Abbildungen (Abb. 4.1.) (Abb. 4.2.) ist die relative Spindeltemperatur über der Wärmestromdichte aufgetragen und deren Zusammenhang mit dem Wärmeverhalten von Trapezgewindetrieben verdeutlicht. Dazu wurde eine Differenz zwischen der Spindeloberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur gebildet und für die Wärmestromdichte normiert. Die eingetragenen Werte sind die Proportionalitätsfaktoren, die sich aus der Messung und aus der Rechnung ergeben. Die Proportionalitätsfaktoren sind Wärmewiderstände R_w , die dem Kehrwert der

4. Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieiben

Wärmeübergangszahl α_w entsprechen und die Wärmecharakteristik von Trapezgewindetrieiben beschreiben.

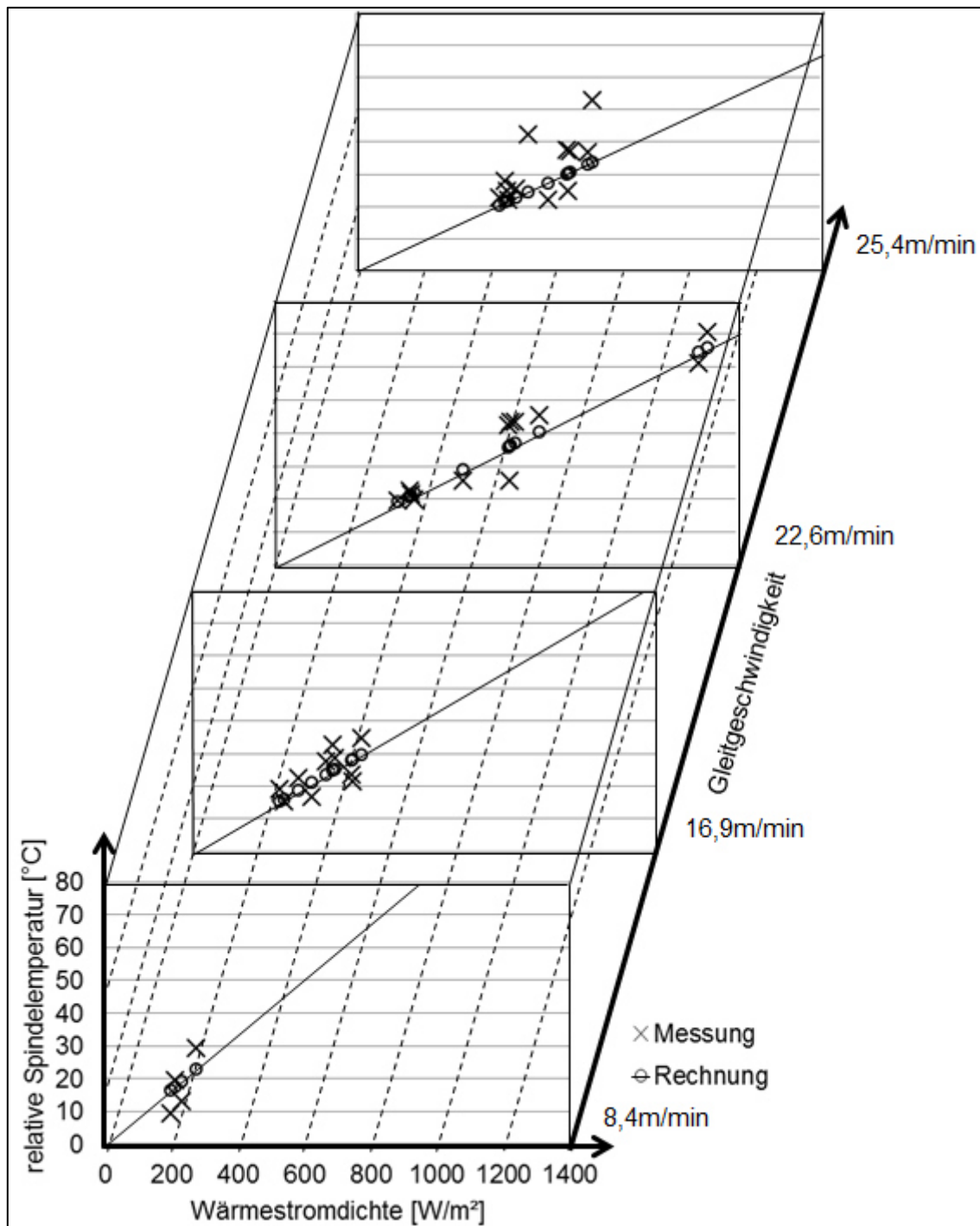


Abb. 4.1.: Empfindlichkeit des Wärmewiderstandes auf die Gleitgeschwindigkeit

4.5. Vergleich der simulierten Spindeltemperatur mit den Versuchsergebnissen

In der Abbildung (Abb. 4.1.) ist es ersichtlich, dass die gemessenen und die berechneten Wärmewiderstände der Spindel Tr20x4 nahe beieinander liegen. Die berechneten Werte weisen einen linearen Charakter auf. Die Messwerte weisen jedoch typische Streubereiche auf.

Mit steigender Gleitgeschwindigkeit wird die Steigung des Wärmewiderstandes flacher und somit die Wärmeabgabefähigkeit des Trapezgewindetriebes höher.

Bei identisch eingestellten Betriebsparametern sind die Mess- und Rechenergebnisse erwartungsgemäß in einem konzentrierten Streubereich zu erkennen. Die Ergebnisse lassen sich auch über das gesamte Wärmestromdichte-Gefälle darstellen, in dem man beispielsweise die Pressung oder die Hubhöhe variiert.

Die Simulations- und Messwerte, die im Diagramm bei einer Gleitgeschwindigkeit 22,6m/min im Bereich der Wärmestromdichte von circa 300W/m² aufgetragen sind, kommen durch eine Drittelung der Pressung zustande. Und die Werte, die im Bereich der Wärmestromdichte von circa 1300W/m² zu sehen sind, stammen aus einer Halbierung der Hubhöhe beziehungsweise der Konvektionsfläche. Die Änderung der Hubhöhe entspricht dabei einer proportionalen Änderung des Eingriffsverhältnisses. Insgesamt stimmt die Simulation mit den Messwerten überein. Daraus lässt sich ein dominanter Einfluss der Pressung, der Gleitgeschwindigkeit und der Hubhöhe beziehungsweise der Konvektionsfläche ableiten.

Mit einem steigenden Gewindenenddurchmesser, bei konstanter Pressung $p=1,96\text{N/mm}^2$ und Gleitgeschwindigkeit $v=22,6\text{m/min}$, ist in der Abbildung (Abb. 4.2.) eine Steigerung des Wärmewiderstandes zu beobachten. Offensichtlich wirkt der Gewindenenddurchmesser dominant auf die Wärmecharakteristik der Spindel ein, weil jede Gewindespindel ihre eigene spezifische Konvektionsfläche hat, die in die Berechnung der Wärmestromdichte miteinfließt.

Bei der Trapezgewindespindel Tr14x3 ist die größte Abweichung mit einem relativ breiten Streubereich zu beobachten. Hier sind auch Ausreißer zu sehen. Der größte Ausreißer stammt aus einem Versuch, bei dem der Stick-Slip-Effekt besonders intensiv wahrnehmbar wurde.

An dem Referenzversuch mit der Trapezgewindespindel Tr20x4 bei größerer Variationsbreite der Wärmestromdichte, ist eine deutlichere Übereinstimmung der Ergebnisse feststellbar. Das ist ein Indiz dafür, dass das im Kapitel 2.2 mit den Formeln 2.20 bis 2.28 beschriebene Modell zur analytischen Berechnung des Wärmeverhaltens eines Profilzylinders auf Trapezgewindetriebe übertragbar ist.

4. Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben

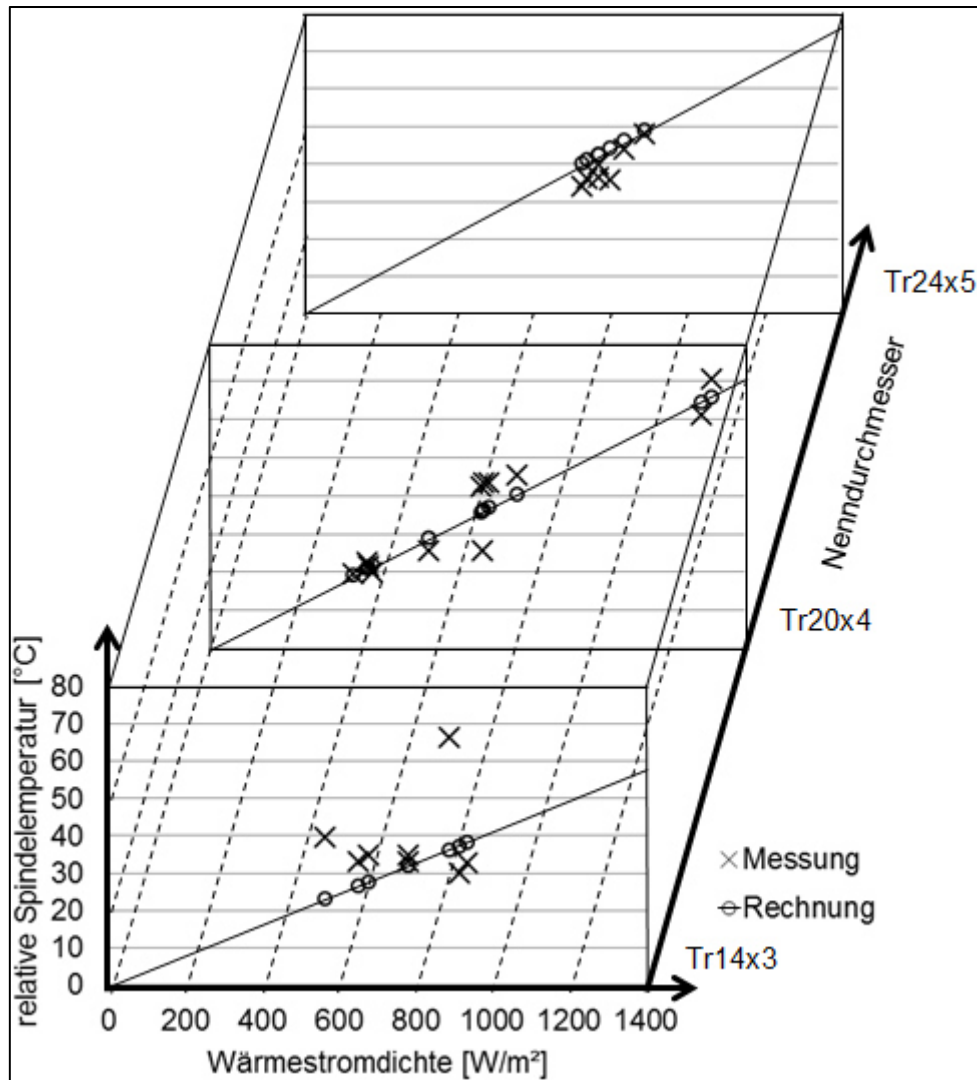


Abb. 4.2.: Empfindlichkeit des Wärmewiderstandes auf den Gewindenennndurchmesser

Die Anwendbarkeit ist nicht nur bei Reibpaarungen mit polymerbasierten Muttern auf Stahlspindeln offensichtlich, sondern auch bei Reibpaarungen mit metallischen Bronze-Muttern (Abb. 4.3.).

Obwohl eine metallische Mutter Tr20x4 mit der hohen Wärmeleitfähigkeit einer Bronze bei einer Gleitgeschwindigkeit 22,6m/min eingesetzt wurde, stimmt die Simulation mit den Messwerten näherungsweise überein.

Bei dieser Reibpaarung würde man eine höhere Wärmeableitung über die gut wärmeleitende Bronze-Mutter erwarten. Der Wärmewiderstand für die Stahlspindel mit einer Bronze-Mutter beträgt $R_w = 0,042 \pm 0,005 [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$ und für die Stahlspindel mit einer Polymer-Mutter $R_w = 0,050 \pm 0,005 [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$ bei einem Grad des Vertrauens von 95%.

4.5. Vergleich der simulierten Spindeltemperatur mit den Versuchsergebnissen

Der Ergebnisvergleich zeigt einen etwas niedrigeren Wärmewiderstand bei einer Stahlspindel mit einer Bronze-Mutter. Das heißt, dass die berechnete Temperatur einer Stahlspindel mit einer metallischen Mutter höher ausfällt als die tatsächliche. In diesem Fall kann in der Berechnung der Wärmeenergiestrom über die metallische Mutter mitberücksichtigt werden.

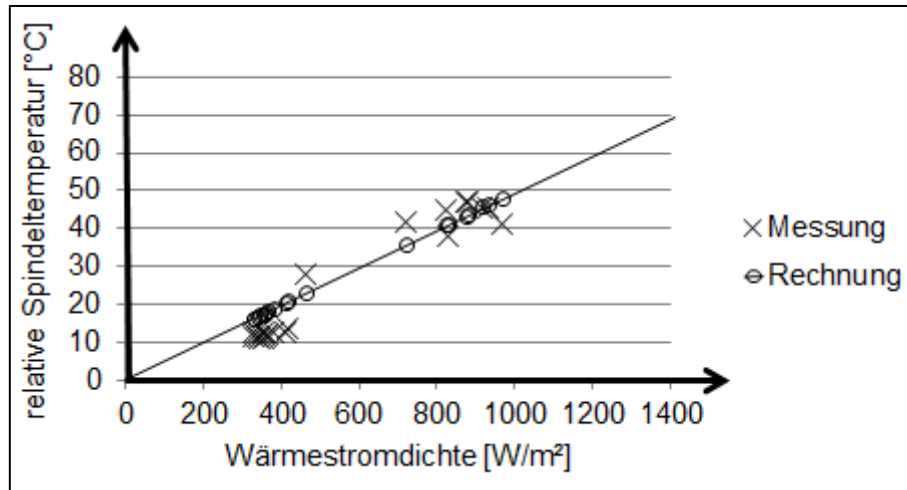


Abb. 4.3.: Empfindlichkeit des Wärmewiderstandes auf metallische Bronze-Mutter

Die Muttern können in einem Schlitten eingebaut werden, der einen gewichtigen Wärmewiderstand zur Umgebung darstellt. Weil die Muttern unterschiedlich gelagert werden können, zum Beispiel in einem Schlitten, als ein Maschinenverbund oder offen mit einem Flansch, wird in dieser Arbeit kein allgemeingültiger Berechnungsansatz zu dieser Problematik vorgeschlagen.

Tendenziell kann man erwarten, dass leicht gebaute Schlitten mit einer Rippenstruktur aufgrund der Rippenkühlwirkung einen geringeren Wärmewiderstand aufweisen. Die Zwischenräume mit eingeschlossener Luft können dagegen wärmedämmend wirken und zur Steigerung des Wärmewiderstandes beitragen.

4. Temperaturverhalten von Trapezgewindetrieben

4.6. Fehlerquellenanalyse

Aus den empirischen Versuchen geht hervor, dass eine dünne Spindel im Vergleich zu einer dickeren sensibler auf unterschiedliche Einflüsse reagiert. Grund dafür könnte die unterschiedliche Wärmespeichermasse und Steifigkeit der Spindel bei gleichem Hub sein. Während der Versuche wurden einige zufällige und teilweise kurzzeitige Einflussgrößen beobachtet. Nachstehend sind einige Einflussgrößen exemplarisch für eine Trapezgewindespindel Tr14x3 beschrieben und deren mögliche Auswirkungen rechnerisch abgeschätzt.

Schmierfett kann die hubbezogene Konvektionsfläche der Trapezgewindespindel verändern. Eine 0,2mm dicke Fettschicht im Gewindegrund verkleinert die hubbezogene Konvektionsfläche der Trapezgewindespindel bei einer Umdrehungsfrequenz zum Beispiel von 580/min um circa $0,0035 \text{ m}^2/\text{m}$ und bewirkt eine rechnerische Temperaturerhöhung von circa 1°C .

Die Reibung kann sich während des Betriebs ändern. Eine Änderung des Reibungskoeffizienten um 0,01 und folglich des Antriebsmoments um $0,1 \text{ Nm}$ führt rechnerisch zu einer Änderung der Spindeltemperatur um circa 3°C .

Gelegentlich können Stick-Slip-Effekte auftreten. Dabei entstehen im Drehmomentverlauf impulsartige Ausschläge, die während der Messung herausgefiltert wurden. Ein realistisch angenommener impulsartiger Ausschlag im Drehmomentverlauf von 1 Nm bewirkt rechnerisch eine Temperaturerhöhung um circa 30°C .

Vor der Inbetriebnahme werden die Spindeln gerichtet, um die Unwucht zu beseitigen. Es können während des Betriebs dennoch selbsterregte Vibrationen und Schwingungen auftreten, die sogar an den Umkehrpunkten bei Stillstand nachschwingen. Durch die Vibrationen entsteht an einer dünnen Trapezgewindespindel eine vibrationsbedingte Auslenkung und somit eine zusätzliche Geschwindigkeitskomponente, die zu einer Abkühlung der Spindel beiträgt. Eine Auslenkung beispielsweise von 1 mm kühlt die Spindel rechnerisch um circa 1°C ab.

4.7. Zusammenfassung

Aus der Untersuchung geht hervor, dass das Wärmeverhalten von Trapezgewindetrieben durch die Spindel dominant geprägt ist. Die Beschreibungsmethode des Wärmeverhaltens von Trapezgewindetrieben mittels Wärmestromdichte q_s ist trotz vorhandener Streuung vorteilhaft. Sie berücksichtigt die Gewindegeometrie, den Lastkollektiv und die Betriebsbedingungen. Sie vermeidet Zahlenwertgleichungen und dient als eine Alternative zum herkömmlichen pv –Wert, der bei jeder Änderung von Einflussgrößen Korrekturfaktoren benötigt. Einflussgrößen wie Reibung, Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Gewindenennndurchmesser und Konvektionsfläche fließen in die Berechnung ein und wirken dominant auf die Wärmecharakteristik der Trapezgewindetribe.

Über die analytische Ermittlung der Wärmestromdichte und des Wärmewiderstandes wurde eine Möglichkeit zur Berechnung der Gleitflächentemperatur an der Spindel aufgezeigt, die folglich mit der zulässigen Betriebstemperatur der Leitmutter beziehungsweise des Schmierstoffes verglichen werden kann, um anschließend die thermische Leistungsfähigkeitsgrenze eines Trapezgewindetriebes zu bestimmen. Diese Methode gilt für Trapezgewindetribe mit umgebungsöffener Ausführung und ist für Stahlspindeln mit polymerbasierten wärmeisolierenden Muttern gut anwendbar. Falls eine gut wärmeleitende metallische Mutter verwendet wird, sollte der Wärmeenergiestrom über die Mutter und über deren Lagerung berücksichtigt werden, weil die analytische Berechnung der Spindeltemperatur tendenziell zu einem etwas höheren Ergebnis führt. Aufgrund von beliebig möglichen Konstruktionskonzepten für Muttern und deren Lagerungen kann eine Abschätzung dieser Ergebnisabweichung nicht allgemein gelten. Da die tatsächliche Spindeltemperatur tendenziell etwas kleiner als die berechnete ist, kann die genannte Methode aufgrund höherer rechnerischer Sicherheit auch bei metallischen Muttern angewendet werden.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

Das Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben ist überwiegend von einigen dominanten Einflussgrößen geprägt.

Die bekanntesten Einflussgrößen sind Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Gewindenenddurchmesser, Eingriffsverhältnis, Werkstoffpaarung und Gleitflächencharakteristik. Diese Einflussgrößen sind aufgrund ihrer stabilen Verfügbarkeit und Variabilität gut für die Untersuchung geeignet.

Die Einflussgrößen, die nur kurzzeitig und zufällig auftreten sind eher vernachlässigbar, da sie im Vergleich zur gesamten Betriebsdauer keine signifikanten Effekte versprechen.

In diesem Kapitel wird analysiert, wie empfindlich das Verschleißverhalten auf systematische Variation von ausgewählten Einflussgrößen reagiert. Bei der Empfindlichkeitsanalyse wird eine möglichst vollständige Isolation einzelner Verschleißeinflussgrößen angestrebt, um deren Wirkung auf das Verschleißverhalten der Trapezgewindetribe hervorzuheben.

5.1. Pressung

5.1.1. Problembeschreibung

Im Verschleißverlauf können unterschiedliche Verschleißintensitäten bei unterschiedlichen Pressungen auftreten.

Nach dem empirischen Verschleißgesetz von Archard ist die Verschleißintensität zur Pressung proportional. Wenn der Proportionalitätsfaktor bekannt ist, dann lässt sich die Verschleißintensität für eine beliebige Pressung bestimmen. Diese Erkenntnis kann für die Berechnung der Nutzungsdauer von Trapezgewindetrieben und für die Versuchsoptimierung nützlich sein.

5.1.2. Ziel

Mittels einer Analyse ist zu untersuchen, wie empfindlich die Verschleißintensität auf die Pressung reagiert. Die Auswertung des Einflusseffektes soll einerseits zur Aussage führen, wie dominant die Pressung auf den Verschleiß wirkt. Andererseits soll mit der Bestätigung der Proportionalität zwischen der Pressung und dem Verschleiß auch das Verschleißgesetz von Archard überprüft werden. Außerdem soll die bestätigte Proportionalität zu einem Weg der Versuchsoptimierung führen.

5.1.3. Methode

Durch systematische Variation der Pressung auf einem Referenzgewinde sind die jeweiligen Verschleißintensitäten nach dem Versuchsplan (Abb. 3.3.) zu ermitteln und in einer Übersicht darzustellen. Dazu werden Versuchsreihen bei drei verschiedenen Pressungen aufgestellt. Aus jeder Versuchsreihe wird jeweils ein Mittelwert gebildet, um darüber eine Regressionsgerade des Verschleißkoeffizienten zu legen. Zwei Mittelwerte aus dem höheren Pressungsbereich sollen statistisch höher abgesichert werden, da bei höheren Pressungen eine höhere Wahrscheinlichkeit für einen Betriebsausfall erwartet wird. Der Mittelwert bei niedriger Pressung soll aus Gründen der Versuchsoptimierung nur stichprobenartig ermittelt werden.

5.1.4. Versuchsbeschreibung

Die Verschleißhöhe wird durch das Anfahren der Mutter auf den Maschinennullpunkt als axiale Wegdifferenz zum Neuzustand erfasst.

Über die Betriebsdauer bildet sich eine Verschleißkennlinie mit beginnender Verschleißeinlaufphase und nachfolgender Stationärphase (Abb. 5.1.).

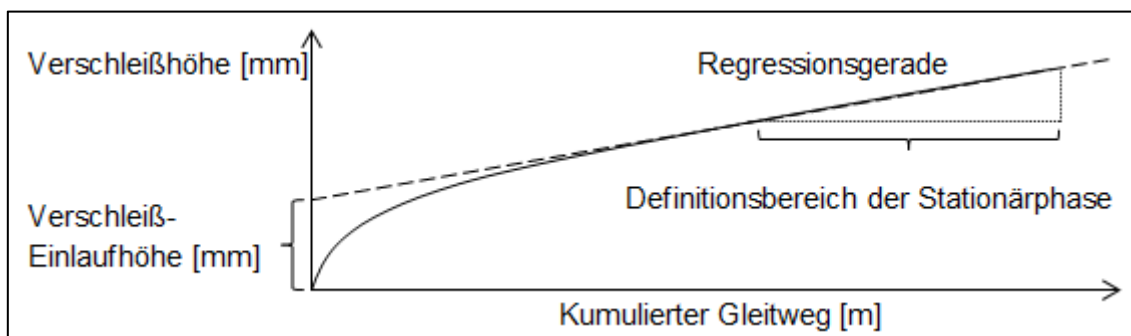


Abb. 5.1.: Typische Verschleißkennlinie

Die Messung der Verschleißhöhe erfolgt mit dem induktiven Wegaufnehmer „WA 10“ des Herstellers „Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH“ mit einer Linearitätsabweichung $\pm 0,1\%$.

Die Versuche werden auf Gewindetrieben mit dem Trapezgewinde Tr20x4 durchgeführt.

Als Reibpaarungen werden Polymer-Muttern aus ZX530 und Stahl-Spindeln aus E295+C mit einmaliger Montageschmierung mit dem Schmierfett MOLYKOTE®EM-50L gewählt.

Die Versuche erfolgen bei drei verschiedenen Pressungen

$p = 0,6 \text{ N/mm}^2$, $p = 1,3 \text{ N/mm}^2$, $p = 2,0 \text{ N/mm}^2$, wobei die letzte die maximal zulässige ist.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.1.5. Auswertung

Die spezifische lineare Verschleißintensität „ I_h “ stellt sich in der stationären Phase ein. Zur Ermittlung der Verschleißintensität wird eine Regressionsgerade aus dem linearen Bereich der Verschleißkennlinie gebildet (Abb. 5.1.).

Die Steigung der Regressionsgeraden entspricht der Verschleißintensität.

Die Verschleißintensitäten jedes einzelnen Versuchs werden im Diagramm (Abb. 5.2.) über die zugehörigen Pressungen aufgetragen.

Durch die Normierung der Verschleißintensität „ I_h “ für die Pressung „ p “ bildet sich eine Regressionsgerade, die den spezifischen volumetrischen Verschleißkoeffizient „ k_v “ darstellt.

Die relativ kurzandauernde Verschleißeinlaufphase wird nicht ausgewertet, weil der Verschleißprozess nicht stabil und deren Eignung für die Verschleißprognose nicht erkennbar ist.

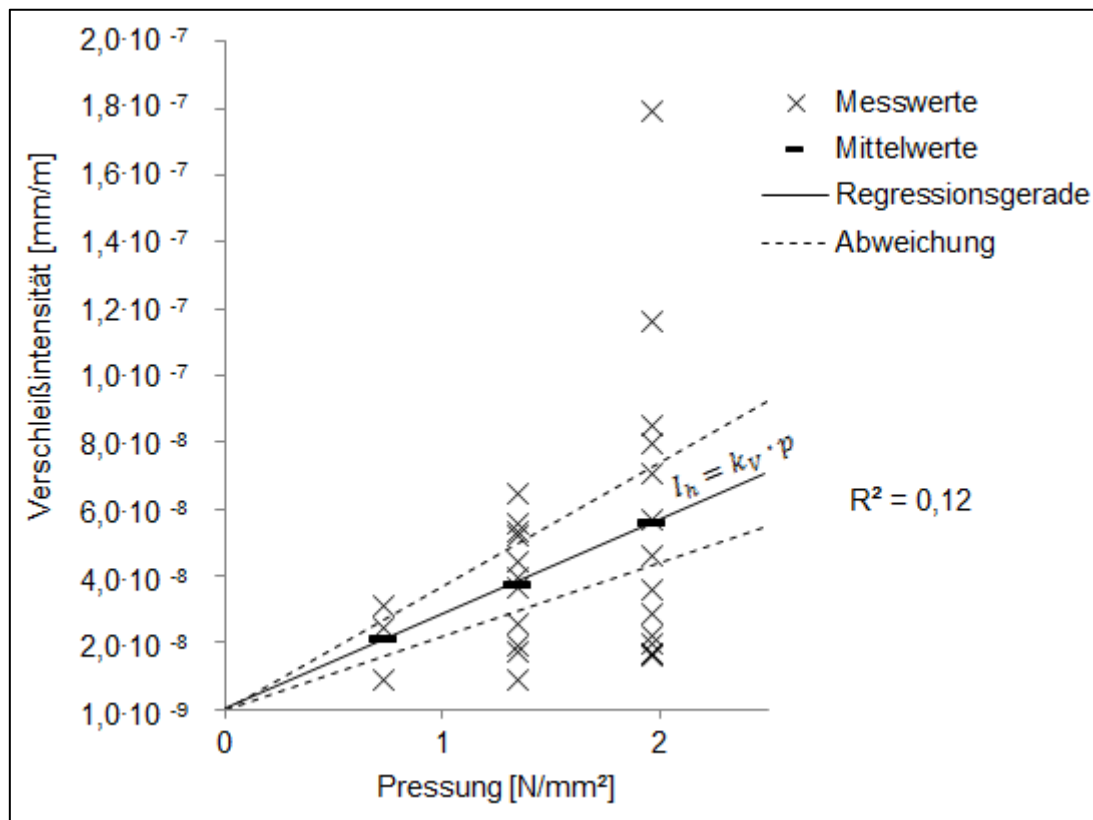


Abb. 5.2.: Normierung der Verschleißintensität für die Pressung

Für Trapezgewinde Tr20x4 mit der Reibpaarung ZX530/E295+C gilt der empirisch ermittelte Verschleißkoeffizient $k_v = (2,9 \pm 0,9) \cdot 10^{-8}$ [mm³/Nm] bei einem Grad des Vertrauens von 95%. Dem Verschleißkoeffizient liegen achtundzwanzig Versuche zu Grunde.

Die Messwerte weisen eine Streuung auf, die für den stochastischen Charakter des Verschleißes typisch ist.

Die Regressionsgerade beginnt annähernd im Punkt [0;0].

Das Bestimmtheitsmaß $R^2 = 0,12$ beschreibt die Wahrscheinlichkeit des linearen Zusammenhangs zwischen der Verschleißintensität und der Pressung.

Diese Darstellung führt zur Erkenntnis, dass die Versuchsplanung optimiert werden kann. Es würde ausreichen die Versuche bei maximaler Gleitgeschwindigkeit und bei maximaler Pressung durchzuführen. Aus diesen wenigen Versuchen kann die Steigung der Regressionsgeraden und somit der Verschleißkoeffizient „ k_V “ ermittelt werden.

Eine Variation der Pressung ist nicht mehr erforderlich, da die Kennwerte für die Verschleißintensität bei kleineren Pressungen auch durch eine Interpolation näherungsweise bestimmbar sind.

5.1.6. Fehlerquellenanalyse

Bei höheren Pressungen werden gelegentlich ungewöhnlich hohe Verschleißintensitäten, oft kurz nach der Einlaufphase, beobachtet.

Bei näherer Betrachtung der Gleitflächen der Spindel werden tiefe Kratzer entlang des ganzen Gleitweges entdeckt (Abb. 5.3.).

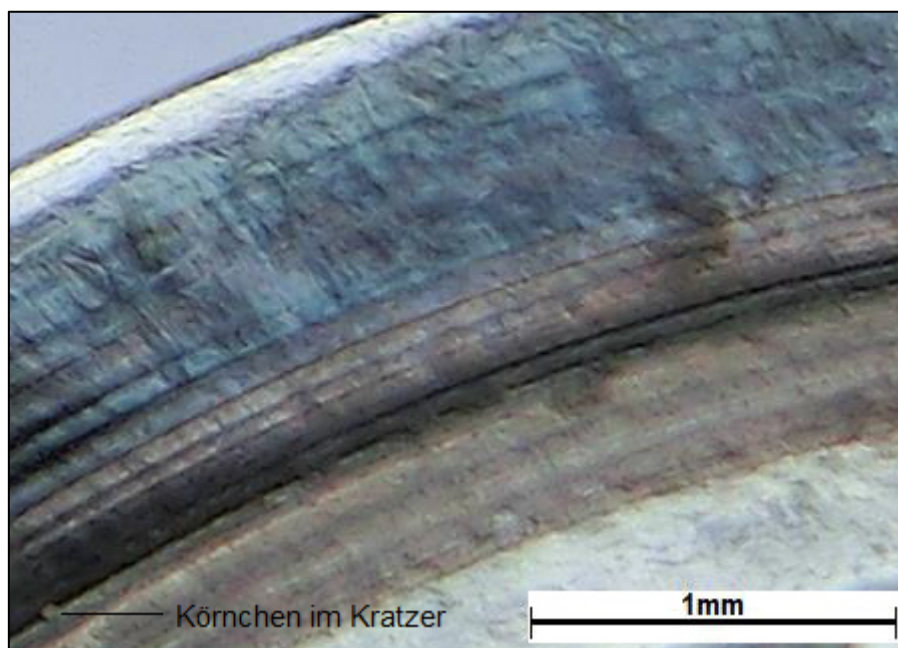


Abb. 5.3.: Kratzer auf der Gewindeflanke einer Stahl-Spindel

Da die Spindeln vor erstmaliger Inbetriebnahme gründlich gereinigt werden, ist die Annahme von versehentlich zugefügten Fremdpartikeln unbegründet.

Logischer erscheint die Annahme, dass die Spindeln herstellungsbedingte sichtbare Oberflächenfehler und unsichtbare Fehler unter der Oberfläche aufweisen können. Die unsichtbaren Oberflächenfehler können durch wiederholende Übergleitungen und

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

Wärmeimpulse wachsen und ermüdungsbedingte Körner bilden, die sich aus der Gleitfläche herauslösen können.

Bei näherer Betrachtung von neuen unbenutzten Spindeln konnten die sichtbaren Oberflächenfehler an den Flanken nachgewiesen werden (Abb. 5.4.), daher können unsichtbare oberflächennahen Fehler auch nicht ausgeschlossen werden.

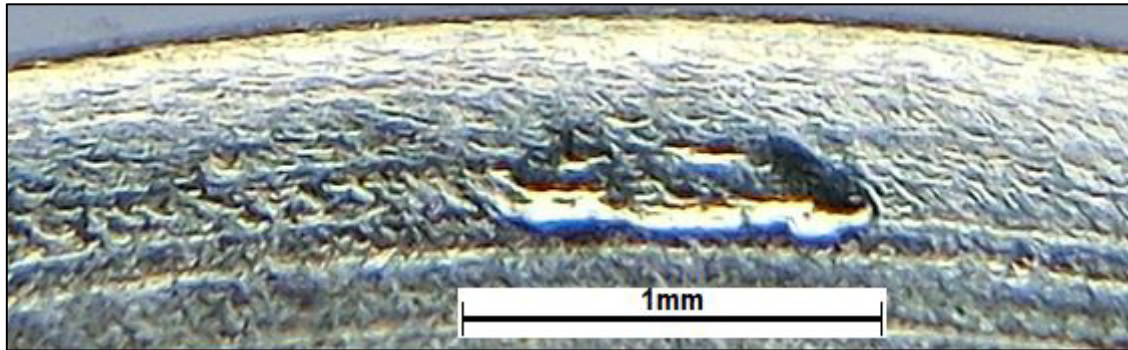


Abb. 5.4.: Sichtbarer zufälliger Oberflächenfehler auf einer Gewindeflanke

Die Oberflächenfehler können abrasiv wirken und die Verschleißintensität der Mutter deutlich erhöhen. Die herausgebrochenen Stahl-Körner können in der Polymer-Mutter eingebettet und über den gesamten Gleitweg mitgezogen werden, was eine Oberflächentransformation an der Stahl-Spindel und die Entstehung einer neuen Einlaufphase begünstigt.

5.1.7. Zusammenfassung

Durch die Empfindlichkeitsanalyse wird eine Proportionalität zwischen der Pressung und dem Verschleiß, entsprechend dem Verschleißgesetz von Archard, bestätigt.

Die vorhandene Proportionalität ist ein Indiz für einen direkten und dominanten Einfluss der Pressung auf den Verschleiß. Das führt zur Erkenntnis, dass ein Verschleiß-Versuchsplan, in der die Variation von mehreren Pressungen vorgesehen ist, sich auf eine einzige gewählte Pressung reduzieren lässt.

Der Proportionalitätsfaktor beziehungsweise der Verschleißkoeffizient kann somit in die Verschleißberechnung miteinfließen.

Die Oberflächenfehler dürfen nicht außer Acht gelassen werden, weil sie im Verschleißverlauf eine plötzlich aufkommende Instabilität auslösen können.

5.2. Gleitgeschwindigkeit

5.2.1. Problembeschreibung

Für eine zuverlässige Verschleißberechnung ist es wichtig den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Verschleiß zu kennen. Denn mit steigender Gleitgeschwindigkeit steigt auch die Temperatur in den Reibkontakten. Und die Temperatur wiederum kann die Bildung von tribochemischen Reaktionsschichten begünstigen, die als verschleißmildernd gelten.

Mit der variablen Gleitgeschwindigkeit können auch Siebel-Kehl-Effekte oder weitere unvorhergesehene Effekte vorkommen.

In verschiedensten tribologiespezifischen Literaturquellen spricht man jedoch von einem vernachlässigbar geringen Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Verschleißintensität.

5.2.2. Ziel

In der Tribologie ist bekannt, dass die Anzahl der örtlichen Einzelkontaktierungen im Reibkontakt nicht von der Gleitgeschwindigkeit sondern von der Pressung abhängig ist. Denn mit steigender Pressung und folglich steigender Anzahl an Mikrokontaktierungen steigt auch die Wahrscheinlichkeit der Verschleißteilchenbildung an. Aus dieser Überlegung begründet sich die Annahme, dass die Gleitgeschwindigkeit vor allem im Zusammenhang mit der Dauer der Kontaktübergleitung und der Dissipation der reibungsbezogenen Wärmeenergie steht. Man kann sich daher vorstellen, dass die Gleitgeschwindigkeit sich weniger auf den Verschleiß sondern mehr auf die Wärmeabgabecharakteristik auswirkt. Diese Annahme soll an Trapezgewindetrieben bestätigt werden.

Mittels einer Empfindlichkeitsanalyse ist der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Verschleiß zu untersuchen, um die Effekte in der Verschleißberechnung zu berücksichtigen.

5.2.3. Methode

Ein Versuch mit einem Referenzgewinde soll bei gleichbleibender Pressung, Hubhöhe, Werkstoffpaarung und bei zwei deutlich unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten gefahren werden. Dabei soll eine Verschleißkennlinie aufgenommen werden, auf der bei einer Drehzahlumstellung eine Veränderung im Verschleißverlauf lokalisiert werden soll. Zur Verstärkung des Effekts, soll die Umstellung der Gleitgeschwindigkeit mehrmals während der Betriebsdauer erfolgen. Um den Zufall auszuschließen, ist der Versuch bei gleichen Betriebsbedingungen zu wiederholen.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.2.4. Versuchsbeschreibung

Die Versuche werden am Trapezgewinde Tr20x4 mit der Polymer-Mutter aus ZX530 und Stahl-Spindel aus E295+C mit einmaliger Montageschmierung bei konstanter Pressung $p=2 \text{ N/mm}^2$ und Hubhöhe $H_H=1500\text{mm}$ durchgeführt. Zu Beginn des Versuchs wird eine Spindeldrehzahl von 150/min eingestellt. Nach einem zurückgelegten spindelbezogenen Weg von 47km wird eine dreifache Spindeldrehzahl von 450/min einprogrammiert. Nach einem Spindelweg von 93km wird die Spindelfrequenz auf den ursprünglichen Wert von 150/min zurückgestellt. Weitere Einflussgrößen werden nach jeder Drehzahländerung nicht verändert.

5.2.5. Auswertung

In der Übersicht (Abb. 5.5.) ist die Verschleißhöhe über den zurückgelegten Spindelweg aufgetragen. Die Betriebsdauer ist in drei Gleitgeschwindigkeitsbereiche unterteilt. Exemplarisch werden aus zwei Versuchen zwei typische Verschleißkennlinien bei variabler Gleitgeschwindigkeit dargestellt.

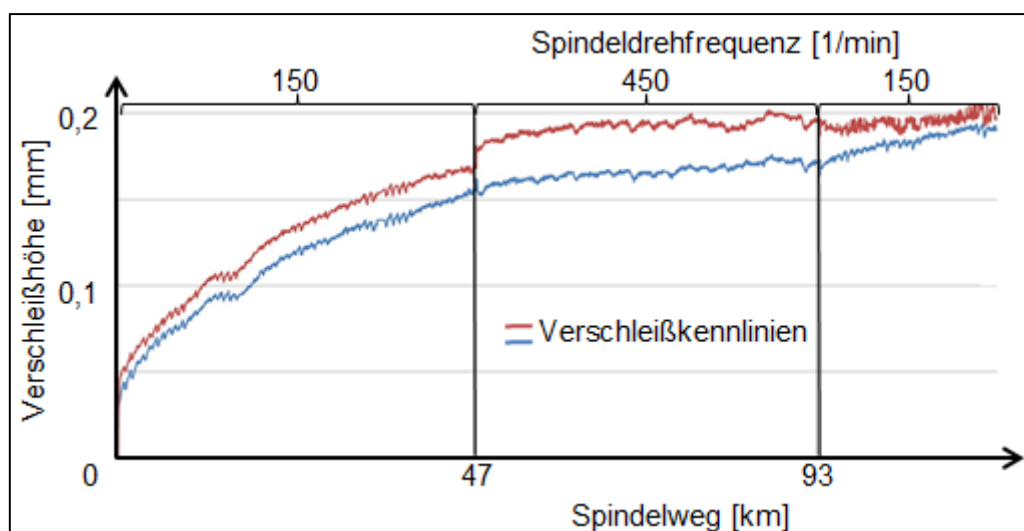


Abb. 5.5.: Typische Verschleißkennlinien bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten

An dem Drehzahlübergang von 150/min auf 450/min beim zurückgelegten Spindelweg von 47km ist keine Intensivierung des Verschleißes, sondern sogar eine weitere Abflachung der Verschleißkennlinie erkennbar. Auch bei der Zurückstellung der Drehzahl auf den Ursprungswert beim Spindelweg von 93km sind keine signifikanten Unterschiede im Verschleißverlauf feststellbar. Offensichtlich wirkt die Gleitgeschwindigkeit nur rezessiv auf den Verschleiß ein.

5.2.6. Fehlerquellenanalyse

Bei geschmierten Reibpaarungen kann sich bei sehr langsamen Gleitgeschwindigkeiten die Schmierwirkung verschlechtern. Das Schmierfett hat genügend Zeit, um pressungsbedingt aus dem Reibkontakt wegzufließen, was zu einem Festkörperkontakt führen kann.

Bei zu hohen Gleitgeschwindigkeiten kann der Schmierfilm aufgrund eigener Zähigkeit abreißen.

Zum Umprogrammieren der Spindeldrehfrequenzen müssen die Gewindetribe angehalten werden. Dabei können sich die Spindel, die Mutter und die anderen Komponenten abkühlen. Beim Wiedereinschalten können Messfehler als kleine wärmeausdehnungsbedingte Sprünge in der Verschleißkennlinie mitgemessen werden.

5.2.7. Zusammenfassung

Aus der Untersuchung geht hervor, dass die Gleitgeschwindigkeit auf die Verschleißintensität einen rezessiven Einfluss hat. Weil die Gleitgeschwindigkeit keinen nennenswerten Effekt in der Verschleißtendenz verursacht, wird sie in der Verschleißberechnung nicht berücksichtigt. Die vernachlässigbar geringen Effekte sind möglicherweise auf den stochastischen Charakter des Verschleißes zurückzuführen. Die Gleitgeschwindigkeit beziehungsweise die Spindeldrehfrequenz ist aber für die Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetribe bedeutend, weil sie die Relativgeschwindigkeit zwischen der Spindel und dem Umgebungsmedium definiert.

5.3. Gewindenenddurchmesser

5.3.1. Problembeschreibung

Rühle/Winkelmann [Rüh06] vergleichen das Trapezgewinde nach DIN103 Tr40x7 mit dem abgewandelten nicht normgerechten Tr38x7 und legen eine energetische Berechnung für die Reibungszahl dar. Aus der Energiebilanz setzt sich die zu ermittelnde Reibungszahl aus einem adhäsiven und deformativen Anteil zusammen. Sie stellen fest, dass die Veränderung des Durchmessers zu einer Erhöhung der Reibungszahl führt und weisen auf die mögliche Verschleißerhöhung des schwächeren Reibpartners hin. Ihre Erkenntnis ist allerdings nur eine theoretische Überlegung und muss noch experimentell überprüft werden. Das ist aber ein Anlass zu hinterfragen, ob der Gewindenenddurchmesser bei realen identischen Betriebsbedingungen einen Einfluss auf die Verschleißintensität hat.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.3.2. Ziel

Es wird angenommen, dass für ein mikroskopisch kleines Verschleißteilchen eher die mikroskopische Beschaffenheit der Gleitflächen relevant ist und nicht die makroskopische Geometrie der Gleitkörper. Aufgrund dieser Annahme soll analysiert werden, wie empfindlich die Verschleißintensität auf die Variation der Gewindegeometrie reagiert.

Unter der Annahme geometrischer Ähnlichkeit, soll die Übertragbarkeit von Verschleißigenschaften auf verschiedene Gewindenennendurchmesser bestätigt werden. Die Erkenntnisse sind für die Berücksichtigung in den Verschleißberechnungen vorgesehen.

5.3.3. Methode

In der Empfindlichkeitsanalyse müssen die Einflüsse der Werkstoffreibpaarung und der Gleitflächencharakteristik isoliert werden. Es ist anzumerken, dass die Gleitflächencharakteristik von Trapezgewindespindeln produktionsbedingt nicht immer gleich sondern nur identisch hergestellt werden kann. Folglich werden die Versuche mit gleichen Werkstoffen und identischen Oberflächenqualitäten durchgeführt. Dabei sollen ausschließlich nur die Gewindenennendurchmesser nach dem Versuchsplan (Abb. 3.3.) variiert werden.

Die Messergebnisse von Verschleißintensitäten werden in einem Diagramm gegenübergestellt und miteinander verglichen.

5.3.4. Versuchsbeschreibung

Die Variation der Nenndurchmesser erfolgt mit den Gewinden Tr24x5, Tr20x4, Tr14x3 mit der Polymer-Mutter aus ZX530 und Stahl-Spindel aus E295+SH mit einmaliger Montageschmierung bei konstanter Pressung.

Aufgrund von unterschiedlichen Gewindesteigungen der einzelnen Gewindenennendurchmesser können die Versuche nicht mit der gleichen Hubhöhe gefahren werden. Stattdessen werden die identischen windungsbezogenen Gleitwege eingestellt, die sehr gut miteinander vergleichbar sind.

5.3.5. Auswertung

In der Übersicht (Abb. 5.6.) sind die Streubereiche für die Verschleißintensitäten bei verschiedenen Gewindenennendurchmessern, mit jeweils sieben Versuchen für Tr24x5 und Tr14x3 sowie vier Versuche für Tr20x4, dargestellt.

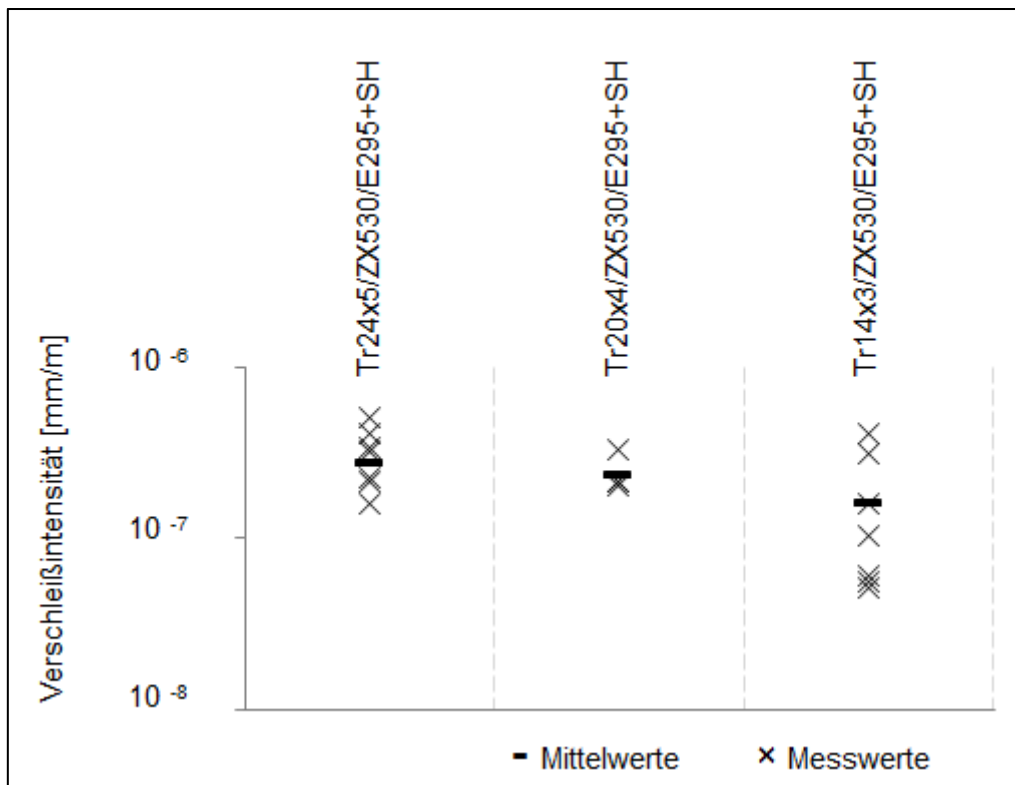


Abb. 5.6.: Verschleißintensität beim variablen Gewindenenddurchmesser

Die Streubereiche sind für den stochastischen Charakter des Verschleißes typisch. Die meisten Messwerte liegen überwiegend im Bereich der Verschleißintensität zwischen 10^{-7} und 10^{-6} . Auch die Mittelwerte liegen etwa auf dem gleichen Niveau. Das ist ein Indiz für einen rezessiven Einfluss des Gewindenenddurchmessers auf die Verschleißintensität.

Beim Gewindenenddurchmesser Tr14x3 ragen einige Messwerte in den Bereich der milderen Verschleißintensität hinein. Bei näherer Betrachtung der Flankenoberflächen weisen einige Spindeln subjektiv glattere Oberflächen auf.

5.3.6. Fehlerquellenanalyse

Für die Vergleichbarkeit von Verschleißintensitäten bei verschiedenen Gewindenenddurchmessern müssen insbesondere die Pressung und der Gleitweg vergleichbar sein.

Zur genauen Einstellung der Pressung müssen die tatsächliche Gewindegeometrie und die Lasteingriffspunkte exakt beschrieben werden. Anderenfalls besteht die Gefahr, dass eine abweichende Fläche für die Lasteinleitung angenommen wird.

Der Gleitweg bezieht sich auf den tatsächlichen tragenden Flankendurchmesser des Gewindes. Um einen vergleichbaren Gleitweg erzielen zu können, soll der tatsächlich tragende Flankendurchmesser des Gewindes ebenso genau erfasst werden.

Ein nicht korrekter Flankendurchmesser führt über den geometrischen Zusammenhang automatisch zu einem falschen Wert für den Gleitweg.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.3.7. Zusammenfassung

Die durchgeführte Empfindlichkeitsanalyse zeigt, dass die Variation von Gewindenenddurchmessern nur rezessiv die Verschleißintensität beeinflusst.

Eine besondere Berücksichtigung dieser Einflussgröße in der Verschleißberechnung ist daher unbegründet. Folglich kann man davon ausgehen, dass das Verschleißverhalten einer Reibpaarung, aufgrund geometrischer Ähnlichkeit bei unterschiedlichen Gewindenenddurchmessern, identisch ist.

Die Berücksichtigung des Gewindenenddurchmessers ist eher in der Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben erforderlich, weil jedes Gewinde seine eigene Konvektionsfläche und somit ein spezifisches Wärmeverhalten hat.

5.4. Eingriffsverhältnis

5.4.1. Problembeschreibung

Das Eingriffsverhältnis definiert sich über das Verhältnis von Reibkontaktfläche zu Gesamtgleitfläche. Bei Trapezgewindetrieben lässt sich das Eingriffsverhältnis entweder über die Hubhöhe während des Betriebs oder konstruktiv über die tragende Länge der Leitmutter variieren. Man kann sich vorstellen, dass bei einem großen Eingriffsverhältnis die Spindel ihre Wärme tendenziell schlechter an die Umgebungsluft abgeben kann, weil die Konvektionsfläche mehr von der Leitmutter verdeckt wird. In Bezug auf den Verschleiß, ändert sich automatisch die Anzahl an Richtungsumkehrvorgängen im Hubbereich der Spindel. Es ist daher denkbar, dass diese Effekte bei der Übertragbarkeit vor allem im Wärmeabgabeverhalten signifikant sind. Laut Müller [Mül04] muss bei der Übertragbarkeit der Verschleißcharakteristik vom Modell auf das Realsystem insbesondere das Eingriffsverhältnis berücksichtigt werden.

Dabei kommt die Fragestellung auf, ob zwei identische Trapezgewindetriebe, die bei identischen Betriebsbedingungen aber mit unterschiedlichen Hubhöhen betrieben werden, identisch verschleifen?

5.4.2. Ziel

Es ist zu analysieren was eine Variation des Eingriffsverhältnisses im Verschleiß von Trapezgewindetrieben bewirkt. Die Untersuchung soll die Antwort auf die Frage liefern, ob eine höhere Anzahl an Richtungsumkehrvorgängen bei unverändertem Gleitweg einen signifikanten Effekt verursacht. Die Erkenntnisse sind in der Verschleißberechnung zu berücksichtigen.

5.4.3. Methode

Durch eine Variation von Mutterlängen und Hubhöhen soll das Eingriffsverhältnis systematisch verändert werden. Die Variation des Eingriffsverhältnisses durch die Leitmuttern soll entweder durch eine konstruktive Modifikation oder durch eine zerspanende Verkürzung der Referenz-Leitmuttern erfolgen. Die axiale Belastung soll an die tragenden Mutterlängen so angepasst werden, dass die Pressung bei jedem Versuch konstant bleibt.

Die Versuche sind nach dem Versuchsplan (Abb. 3.4.) bei verschiedenen Gewindenenddurchmessern zu fahren.

5.4.4. Versuchsbeschreibung

Um den Eingriffsverhältnis zu variieren wurde die Hubhöhe beziehungsweise die Mutterlänge bei gleichbleibender Pressung wie folgt verändert:

Referenzversuche beim Eingriffsverhältnis von 0,0373

	Gewinde	Mutter	Spindel	Mutterlänge	Hublänge
Versuchspaar 1; 2:	Tr20x4	ZX530	C15+C	56mm	1500mm
Versuchspaar 3	Tr14x3	ZX530	E295+SH	38mm	1017mm
Versuchspaar 4	Tr24x5	ZX530	E295+SH	37mm	987mm

Versuche beim Eingriffsverhältnis von 0,0093

	Gewinde	Mutter	Spindel	Mutterlänge	Hublänge
Versuchspaar 1; 2:	Tr20x4	ZX530	C15+C	7mm	750mm

Versuche beim Eingriffsverhältnis von 0,0746

	Gewinde	Mutter	Spindel	Mutterlänge	Hublänge
Versuchspaar 3	Tr14x3	ZX530	E295+SH	38mm	509mm
Versuchspaar 4	Tr24x5	ZX530	E295+SH	37mm	494mm

Die Last wird entsprechend angepasst, damit die Pressung auf den Gewindegängen unverändert bleibt.

Alle Versuche werden bei identischer Pressung mit einmaliger Montageschmierung durchgeführt.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.4.5. Auswertung

In der Abbildung (Abb. 5.7.) ist die Verschleißintensität über den Eingriffsverhältnis aufgetragen. Die Referenzversuche beziehen sich auf das Eingriffsverhältnis von 0,0373. Die Vergleichsversuche sind zu den Eingriffsverhältnissen 0,0093 und 0,0746 zugeordnet.

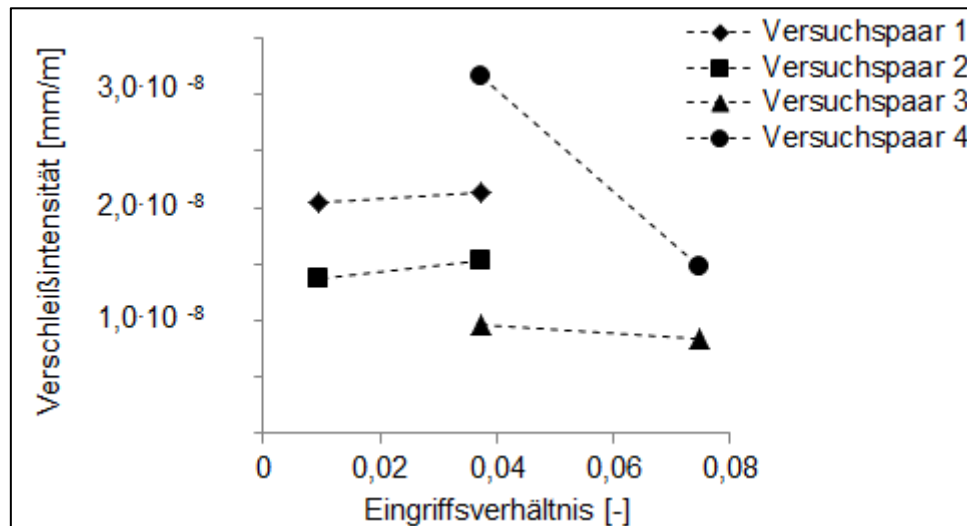


Abb. 5.7.: Verschleißintensität in Abhängigkeit vom Eingriffsverhältnis

An den Versuchsparen 1, 2 und 3 sind die Verschleißintensitäten bei deutlich veränderten Eingriffsverhältnissen nahezu identisch.

Beim Versuchspaar 4 ist eine Abweichung zu sehen. Vermutlich ist diese Abweichung entweder auf den stochastischen Charakter des Verschleißes zurückzuführen oder auf einen zufälligen Oberflächenfehler, der nach der Halbierung der Hubhöhe nicht mehr angefahren wurde. Man sollte auch bedenken, dass der Differenzwert „ $1 \times 10^{-8} \text{ mm/m}$ “ sehr klein ist.

Im Vergleich zu den Referenzversuchen beim Eingriffsverhältnis von 0,0373 weisen die nachfolgend modifizierten Vergleichsversuche eine Tendenz zur mildereren Verschleißintensität auf. Weil die modifizierten Vergleichsversuche auf derselben Oberfläche gleiten, absolviert die Gleitfläche der Spindel bei den nachfolgenden Versuchen eine höhere Anzahl an Übergleitungen. Das bedeutet, dass mit jeder Übergleitung die Gleitflächen sogar noch in der stationären Verschleißphase weiter einlaufen können.

Das Eingriffsverhältnis wirkt offensichtlich rezessiv auf die Verschleißintensität ein. Eine größere Wirkung erzielt das Eingriffsverhältnis bei der Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben. Mit der Änderung der Hubhöhe ändert sich auch die Konvektionsfläche, die das Wärmeverhalten der Spindel verändert.

5.4.6. Fehlerquellenanalyse

Bei einer Verkürzung der Hubhöhe reduziert sich die Anzahl an zufälligen Oberflächenfehlern auf die Anzahl, die sich im verkürzten Hubbereich befindet. Das liegt an der Tatsache, dass einige zufällige Oberflächenfehler durch die Verkürzung der Hubhöhe nicht mehr angefahren werden.

Die eingelaufenen Flächen mit weiterer Einlauftendenz können zu einem milderen Verschleiß führen. Grund dafür können tribochemische Reaktionsschichten sein, die sich auf metallischen Gleitflächen bilden und verschleißmildernd wirken.

Bei einer Erhöhung der Hubhöhe kann das Gegenteil eintreten und möglicherweise sogar eine neue nichtlineare Verschleißeinlaufphase beginnen.

5.4.7. Zusammenfassung

Die Untersuchung führt zur Erkenntnis, dass die Verschleißintensität rezessiv auf eine Änderung des Eingriffsverhältnisses reagiert.

Eine weitere Erkenntnis zeigt, dass mit steigender Anzahl an Übergleitungen auf den eingelaufenen Gleitflächen eine weitere Abmilderung der Verschleißintensität begünstigt werden kann. Diese Abmilderung kann sogar in der stationären Verschleißphase fortlaufen, so dass der Verschleiß kaum messbar wird.

5.5. Werkstoffpaarung

5.5.1. Problembeschreibung

Der Markt bietet eine große Auswahl an technischen Werkstoffen an. Die herkömmlichen Gleitwerkstoffe, aus denen die Leitmuttern hergestellt werden, sind schadstoffhaltig. Die schadstoffhaltigen Leitmuttern entsprechen nicht mehr dem aktuellen gesellschaftlichen Gesundheits- und Umweltbewusstsein. Aus diesem Grund entsteht ein Anreiz die schadstoffhaltigen Leitmuttern durch die schadstofffreien zu ersetzen, um diese zum bisherigen Preis an den Markt zu bringen. Die Herausforderung dabei ist, die vielen am Markt verfügbaren, schadstofffreien Werkstoffe auszuwählen.

Die modernen technischen Hochleistungspolymere können aufgrund geringer Adhäsionsneigung eine gute Alternative zu konventionellen metallischen Gleitwerkstoffen sein.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.5.2. Ziel

Die Annahme, dass identische Werkstoffe mit identischen technischen Eigenschaften auch identisches Verschleißverhalten aufweisen, soll bestätigt werden. Dieses Erkenntnis soll zur Findung einer optimalen Reibpaarung beitragen, um die konventionellen schadstoffhaltigen Reibpaarungen im Trapezgewindetrieb durch die schadstofffreien und technisch sowie preislich identischen Reibpaarungen abzulösen.

5.5.3. Methode

Für die Untersuchung werden zwei technisch ähnliche Reibpaarungen gewählt, die jeweils aus zwei verschiedenen Polymer- und Stahlsorten bestehen. Bei der Untersuchung unter identischen Betriebsbedingungen soll die Verschleißintensität von variierten Reibpaarungen gemessen und miteinander verglichen werden.

Um den Einfluss von weiteren Einflussgrößen auszuschließen und die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, sollen ausschließlich nur die Werkstoffe der Mutter und der Spindel bei identischen Betriebsbedingungen variiert werden. Die Versuche sollen an einem Referenzgewinde bei gleichbleibender Pressung und Gleitgeschwindigkeit gefahren werden.

Die Werkstoffe der Spindeln sollen variiert werden. Die Spindeln sollen jedoch nach dem gleichen Verfahren gefertigt werden und die gleiche Zustandsbezeichnung tragen, um auch die Vergleichbarkeit von identischen Gleitflächen zu ermöglichen.

5.5.4. Versuchsbeschreibung

Um den Einfluss der Werkstoffpaarung zu untersuchen, werden die Referenzversuche mit dem Trapezgewinde Tr20x4 systematisch mit Werkstoffpaarungen bei einmaliger Montageschmierung nach dem Versuchsplan (Abb. 3.5.) kombiniert.

Die Polymere ZX530 und Murythal-C sowie Stähle E295+C und C15+C mit identischer Gleitflächencharakteristik des Zustands „+C“ haben annähernd vergleichbare technische Werkstoffeigenschaften. Die wichtigsten Kriterien für den Vergleich der Werkstoffe sind die Dauerbetriebstemperatur, die Dichte und die Härte.

ZX530: Dauerbetriebstemperatur 90°C; Dichte 1,51kg/dm³; Härte HB 134 N/mm²

Murythal: Dauerbetriebstemperatur 100°C; Dichte 1,41kg/dm³; Härte HB 145 N/mm²

Die Messwerte der Referenzreibpaarung Tr20x4/ZX530/E295+C werden durch vierzehn Versuche ermittelt. Bei den Vergleichsreibpaarungen Tr20x4/Murythal/E295+C und Tr20x4/ZX530/C15+C werden jeweils vier Versuche durchgeführt. Die Werte der Vergleichsreibpaarung Tr20x4/Murythal/C15+C werden durch zwei Versuche bestimmt.

5.5.5. Auswertung

In der Übersicht (Abb. 5.8.) sind die Verschleißintensitäten mit den Streubereichen für verschiedene Reibpaarungen dargestellt.

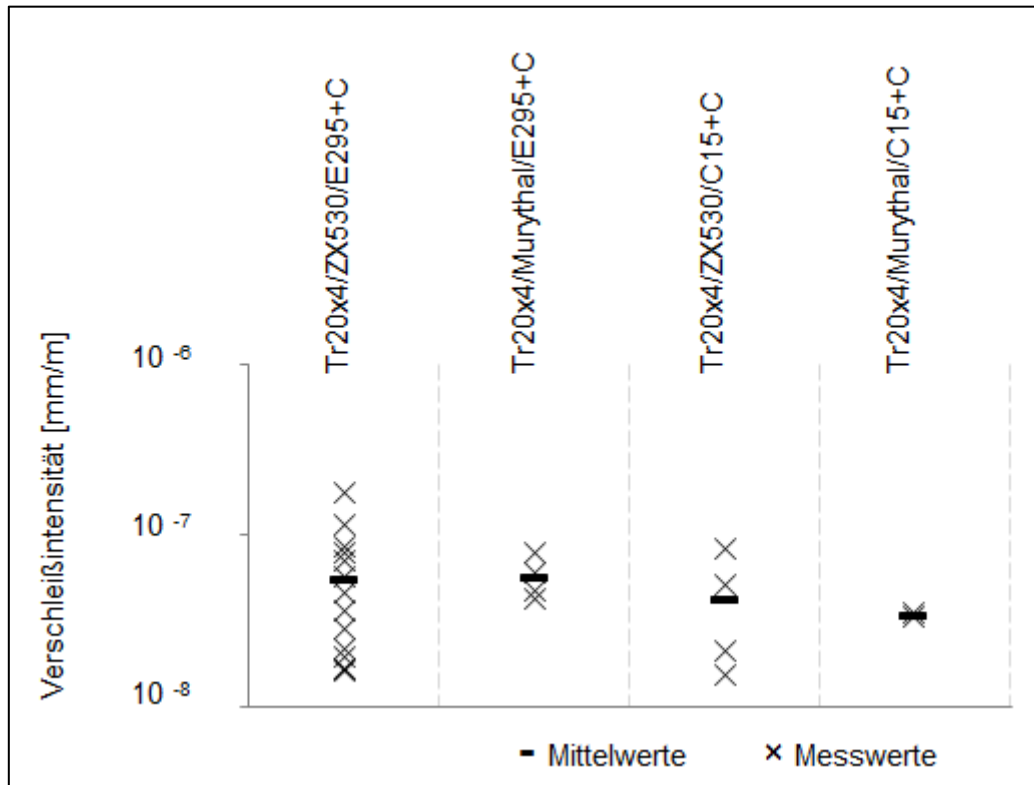


Abb. 5.8.: Verschleißintensität bei variablen Reibpaarungen

Die Referenzreibpaarung Tr20x4/ZX530/E295+C weist den größten Streubereich auf, der für den stochastischen Charakter des Verschleißes typisch ist.

Die Streubereiche von den anderen drei Vergleichsversuchen liegen im Streubereich des Referenzversuchs. Die Mittelwerte der Verschleißintensität befinden sich auf annähernd gleichem Niveau.

Aus diesen Erkenntnissen geht hervor, dass die Verschleißwerte der Vergleichsversuche den Werten aus dem Referenzversuch weitgehend entsprechen. Folglich ist die Annahme, dass identische Werkstoffe mit identischen technischen Eigenschaften auch identisches Verschleißverhalten aufweisen, begründet.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.5.6. Fehlerquellenanalyse

Bei den Spindeln aus unterschiedlichen Chargen können die Gleitflächen eine unterschiedliche Charakteristik aufweisen, die den Messwert der Verschleißintensität beeinflusst. Um die Vergleichbarkeit der Messwerte zu gewährleisten, müssen die Prüflinge aus der gleichen Charge kommen. Bei der Spindelherstellung entsteht die Flankenoberfläche in den meisten Fällen eher zufällig, weil der Fertigungsprozess des Gewinderollens in Bezug auf Oberflächenfehler und Überrollungen noch nicht vollständig beherrscht ist.

5.5.7. Zusammenfassung

Aus der Untersuchung geht hervor, dass die Werkstoffe mit identischen technischen Eigenschaften auch identisches Verschleißverhalten aufweisen können. Der Einfluss der Zusammensetzung der Werkstoffe ist eher nicht auffällig, obwohl die untersuchten Polymere und Stähle von unterschiedlichen Sorten sind.

Die Voraussetzung für die Vergleichbarkeit der Verschleißintensitäten ist vor allem die identische Gleitflächencharakteristik der Spindeln. Eine genauere Analyse erfordert wesentlich mehr unterschiedliche Materialien.

5.6. Gleitflächencharakteristik

5.6.1. Problembeschreibung

Bei genauer Betrachtung von Trapezgewindespindeln weisen die Gewindeflanken stellenweise schuppenförmige Ausbrüche, unregelmäßige Druckstellen oder sichelförmige Strukturen im Gleitflächenbereich auf. Die Oberflächenfehler sind unter dem Mikroskop nachweisbar.

Die sichelförmigen Strukturen sind Überwalzungen, die beim Spindelhersteller unter „Sichelform“ bekannt sind. Laut Aussage des Spindelherstellers entstehen diese Oberflächenfehler durch einen zu großen Durchmesser des Vormaterials. Wenn das Rollwerkzeug beim Gewinderollen vollständig mit dem Material gefüllt ist, bildet sich das überschüssige Material zu einer Wulst, die überwalzt wird.

Der Passungsdurchmesser der Spindelrohlinge variiert je nach dem, ob die Rohlinge bei der Herstellung nur kaltgezogen (C-Zustand) oder zusätzlich noch geschält wurden (SH-Zustand). Nach dem Gewinderollen wird die Gewindestirn im SH-Zustand besser angerollt als im C-Zustand. Aus diesem Zusammenhang entsteht die Fragestellung, ob die Spindeln aus geschältem Vormaterial mit vollständig angerollter Gewindestirn optisch zwar besser als die aus gezogenem Vormaterial aussehen, aber gleichzeitig

die sichelförmige Überwalzungen mit Abplatzungen auf der Flankenoberfläche aufweisen.

5.6.2. Ziel

Durch Versuche soll der Einfluss der Gleitflächencharakteristik auf das Verschleißverhalten als dominant bestätigt werden.

Für die Oberflächencharakterisierung ist eine geeignete Methode aufzuzeigen, um die Vergleichbarkeit der Gewindeflankenoberflächen reproduzierbar für eine wissenschaftliche Auswertung zu gewährleisten.

5.6.3. Methode

Die Versuche sollen mit einer Reibpaarung aus Polymer auf Stahl durchgeführt werden. Diese Konstellation ist für die Untersuchung besonders gut geeignet, weil die Test-Polymere nicht adhäsiv sind und die Stahlflächen vernachlässigbar gering auf Verschleiß beansprucht werden. So können die nahezu unverschlissenen Gleitflächen der Spindel auch nach dem Versuch begutachtet werden.

Die Versuche sind mit den Spindeln durchzuführen, die unterschiedliche Gleitflächencharakteristika aufweisen.

Da definierte Oberflächenqualitäten aus fertigungstechnischen Gründen nicht auf Bestellung zu bekommen sind, sollen die Spindeln mit dem Zustand „+C“ und „+SH“ mit zufällig produzierter Gleitflächenqualität getestet werden.

Die Gleitflächen von den Spindeln mit dem Zustand „+C“ und „+SH“ sind zu charakterisieren.

Die Charakterisierung der Oberflächen soll aufgrund zu kleiner Flankenzwischenräume und schlechter Zugänglichkeit durch zerstörende Sichtprüfung mittels Mikroskop erfolgen. Anschließend ist die Gleitflächencharakteristik mit dem Verschleißverhalten zu vergleichen.

5.6.4. Versuchsbeschreibung

Die Versuche erfolgen mit der Werkstoffpaarung Murythal-C und C15+C auf der Trapezgewindespindel Tr20x4.

Bei zwei von vier Versuchen weisen die Spindeln eine sichelförmige Struktur an den Gleitflächen auf und tragen eine Zusatzbezeichnung „+C+Gleitfläche mit Sichelform“.

Die Versuche werden bei identischen Pressungen, Gleitgeschwindigkeiten und Eingriffsverhältnissen durchgeführt.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

Es werden zusätzlich die bereits ausgewerteten Versuche aus den bisherigen Untersuchungen wiederverwendet. Für diese Versuche gelten ebenfalls identische Pressungen, Gleitgeschwindigkeiten, Eingriffsverhältnisse und Betriebsbedingungen.

5.6.5. Auswertung

Zu einer wichtigen Erkenntnis werden zusätzlich die Versuche nach den Versuchsplänen (Abb. 3.3.) und (Abb. 3.5.) herangezogen und in einer gemeinsamen Übersicht (Abb. 5.9.) zusammengefasst.

In der Übersicht sind die Verschleißintensitäten aus den bereits erfolgten Untersuchungen dargestellt. Die Versuche sind an Zusatzbezeichnungen zu unterscheiden.

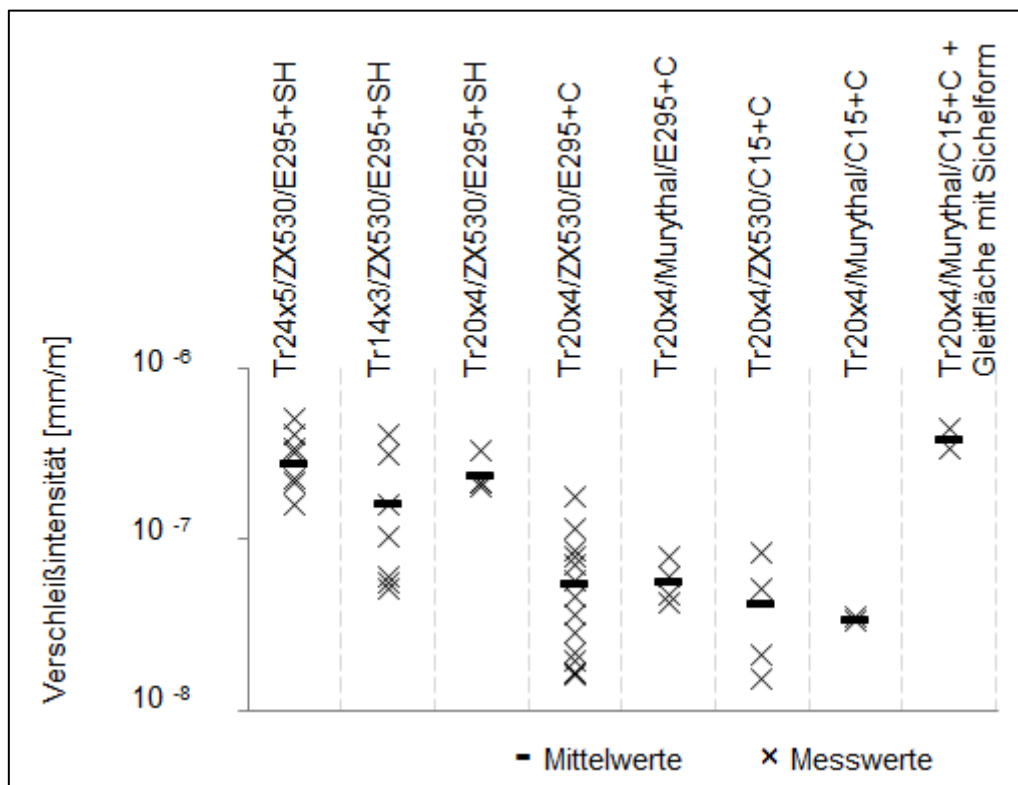


Abb. 5.9.: Verschleißintensität bei unterschiedlicher Gleitflächencharakteristik

In den ersten drei Spalten von links nach rechts sind die Versuche mit der Zustandsbezeichnungen „+SH“ gekennzeichnet und entsprechen der Gleitflächencharakteristik der Spindel in der Darstellung (Abb. 5.10.).

Rechts in der letzten Spalte sind die Ergebnisse mit „+C+Gleitfläche mit Sichelform“ gekennzeichnet. Sie stammen aus den Versuchen, die sichelförmige Fehler auf der Gewindeflanke der Spindel aufweisen und sind der Darstellung (Abb. 5.12.) zugeordnet.

In den übrigen vier Spalten sind die Versuche mit der Zustandsbezeichnungen „+C“ gekennzeichnet und gehören zur Gleitflächencharakteristik der Spindel in der Darstellung (Abb. 5.11.).

Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass die Versuchsmesswerte mit den Spindeln des Zustands „+C“ im Bereich der Verschleißintensität zwischen 10^{-8} und 10^{-7} [mm/m] liegen.

Die Messwerte mit den Spindeln des Zustands „+SH“ sowie mit den sichelförmigen Oberflächenfehlern liegen zwischen den Verschleißintensitäten von 10^{-7} und 10^{-6} [mm/m].

Die Gleitflächen einiger Trapezgewindespindel Tr14x3+SH weisen eine bessere Charakteristik auf. Diese Oberflächen ähneln eher der Abbildung (Abb. 5.11).

Bei der in Abbildung (Abb. 5.9.) gegenübergestellten Oberflächenbeschaffenheit mit entsprechender Verschleißintensität wird deren Zusammenhang deutlich. Dies ist ein Indiz für den dominanten Einfluss der Gleitflächencharakteristik auf das Verschleißverhalten.

5.6.6. Gleitflächenartencharakterisierung

Im Wesentlichen lassen sich drei Arten von Gleitflächen feststellen. Die Gleitfläche in der Abbildung (Abb. 5.10.) ist für die Spindeln mit der Zustandsbezeichnung „+SH“ charakteristisch. Die Gleitflächen weisen stellenweise Oberflächenfehler auf, die wie Ausbrüche und Abplatzungen aussehen.

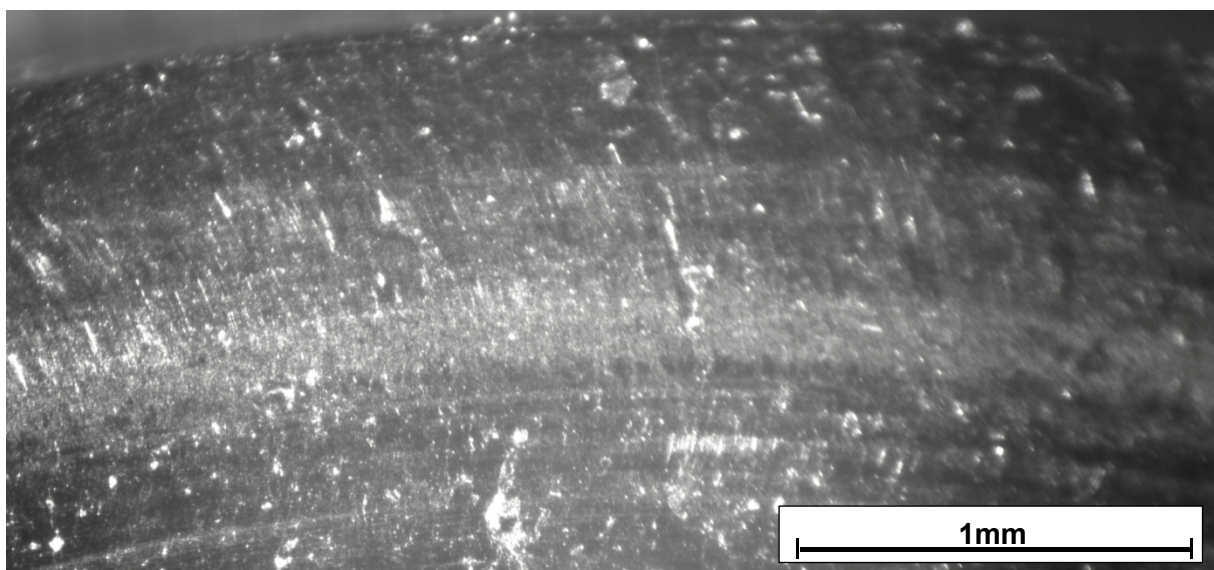


Abb. 5.10.: Gleitfläche der Trapezgewindespindel des Zustands „+SH“

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

Die Abbildung (Abb. 5.11.) zeigt eine Gleitfläche der Trapezgewindespindel mit der Zustandsbezeichnung „+C“. Hier ist die Oberfläche überwiegend glatt und eben mit homogener Rauheit im gesamten Bereich.

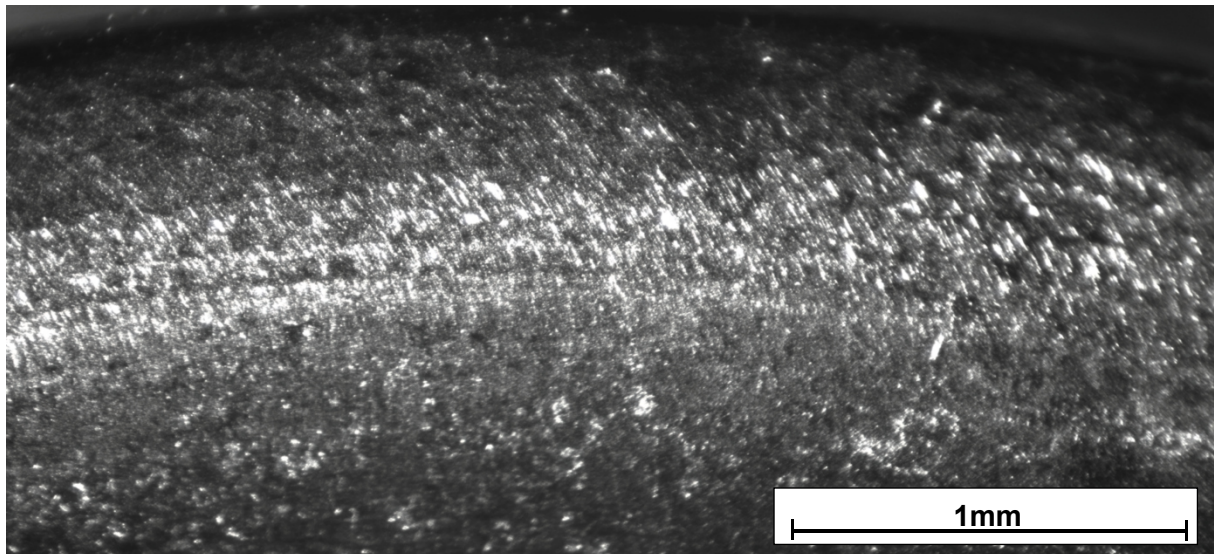


Abb. 5.11.: Gleitfläche der Trapezgewindespindel des Zustands „+C“

Haptisch sind die Spindeln mit den Zustandsbezeichnungen „+C“ und „SH“ nur schwierig zu unterscheiden. Die wesentlichen optischen Unterschiede sind unter dem Mikroskop zu erkennen.

In der Abbildung (Abb. 5.12.) ist auch eine Gleitfläche der Trapezgewindespindel mit der Zustandsbezeichnung „+C“ abgebildet. Diese Gleitflächen weisen Oberflächenfehler mit sichelförmiger Struktur auf. Die hellen riss- und ausbruchartigen Bereiche haben eine körnige Struktur. Unter dem Mikroskop sehen die rissartigen Bereiche nicht wie Risse sondern wie Überwalzungen aus, die auch an der angerollten Gewindestirn nachweisbar sind.

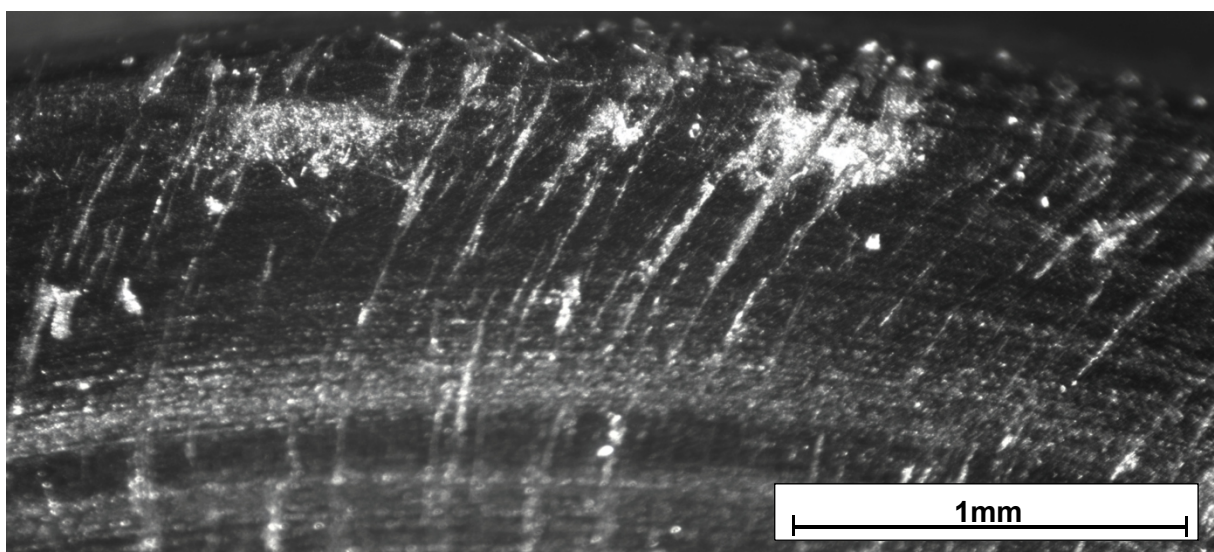


Abb. 5.12.: Gleitfläche der Trapezgewindespindel des Zustands „+C“ mit Sichelform

Haptisch fühlen sich die Spindeln des Zustands „+C“ mit den sichelförmigen Oberflächenfehlern wesentlich rauer als die beiden anderen Oberflächenarten an.

Die Charakterisierung der Oberflächen wurde mittels eines Stereo-Mikroskops vom Typ „Di-Li 2009“ der Firma Distelkamp-Electronic durchgeführt. Aufgrund von zu kleinen Platzverhältnissen zwischen den Flanken und nicht vorhandener Zugänglichkeit mussten die Spindeln zersägt werden. Eine nicht senkrechte Fokussierung der Oberfläche führt zu mangelnder Tiefenschärfe. Eine bessere zerstörungsfreie Methode zur Charakterisierung von Trapezgewindeflanken ist trotz einer umfangreichen Literatur- und Marktrecherche nicht bekannt.

5.6.7. Fehlerquellenanalyse

Die Abbildungen (Abb. 5.10.), (Abb. 5.11.), (Abb. 5.12.) repräsentieren nur grob die drei getesteten Gleitoberflächenarten. Sie zeigen nur einen sehr kleinen Gleitflächenabschnitt, der weitere mögliche Anomalien nicht darstellt.

Neben den sichtbaren Oberflächenfehlern können auch verborgene oberflächennahe Materialfehler vorkommen, die sich nach einer bestimmten Betriebsdauer bemerkbar machen.

Um eine Gleitflächencharakteristik mit dem Verschleißverhalten genauer vergleichen zu können ist eine genauere Methode zur Gleitflächencharakterisierung erforderlich.

Eine Gleitflächencharakterisierung mittels einer genormten Rauheitsmessung ist nicht sinnvoll, weil eine normgerechte Messung eine gerade Messstrecke in der Gleitrichtung erfordert. Man könnte auch eine kurze Strecke messen. Das Ergebnis wäre in Anbetracht des gesamten Gleitweges nicht repräsentativ. Eine geradlinige Rauheitsmessung in radialer Richtung der Gewindeflanke ist für den Verschleiß nicht relevant.

5. Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben

5.6.8. Zusammenfassung

Die Charakteristik von Gleitoberflächen kann grob in drei Arten eingeteilt und zu den Spindeln mit jeweiligen Zustandsbezeichnungen zugeordnet werden. Der Vergleich der drei grobbeschriebenen Arten von Flankenoberflächen mit dem jeweiligen Verschleißverhalten der Reibpaarungen bestätigt den dominanten Einfluss der Gleitflächencharakteristik.

Für eine genauere Oberflächencharakterisierung ist ein Verfahren nötig, das die gesamte Gleitfläche analysiert. Trotz einer umfangreichen Literatur- und Marktrecherche ist kein geeignetes Verfahren bekannt.

Die Verfahren zur Oberflächencharakterisierung müssen besondere Anforderungen erfüllen. Die Zugänglichkeit im sehr kleinen Bauraum zwischen den Gewindeflanken ist gefordert.

Die Messgenauigkeit der mikroskopisch kleinen Oberflächenstruktur und deren Erfassung auf der ganzen Spindellänge sind ebenso wichtig.

Die für den Betrieb vorgesehenen Spindeln dürfen dabei nicht zerstört werden, weil dadurch die Betriebsdauerberechnung überflüssig wird.

5.7. Zusammenfassung der Effekte einzelner Einflussgrößen

Jede im Kapitel 4 und 5 untersuchte Einflussgröße führt zu einem entsprechenden Effekt im Wärme- und Verschleißverhalten eines Trapezgewindetriebes. In der Abbildung (Abb. 5.13.) sind diese Effekte exemplarisch verdeutlicht. Im Diagramm wird der prozentuelle Zuwachs je Einflussgröße angegeben, wenn diese verdoppelt würde. Der prozentuelle Zuwachs einzelner Einflussgrößen zeigt entsprechende prozentuelle Veränderungen im Wärme- beziehungsweise Verschleißverhalten auf.

Bei der Bestimmung der Effekte für den Eingriffsverhältnis, die Gleitgeschwindigkeit und die Gleitflächencharakteristik sind die indirekten Größen wie die Hubhöhe, die Spindeldrehfrequenz und die Gleitreibungszahl zu variieren.

Die Einflussgrößen wie der Nenndurchmesser und die Pressung können direkt variiert werden.

Bei ähnlichen Werkstoffen mit ähnlichen technischen Eigenschaften ist selbstverständlich kein Effekt zu erwarten. Die Effekte, die unter 5% liegen, gelten als rezessiv und sind vernachlässigbar.

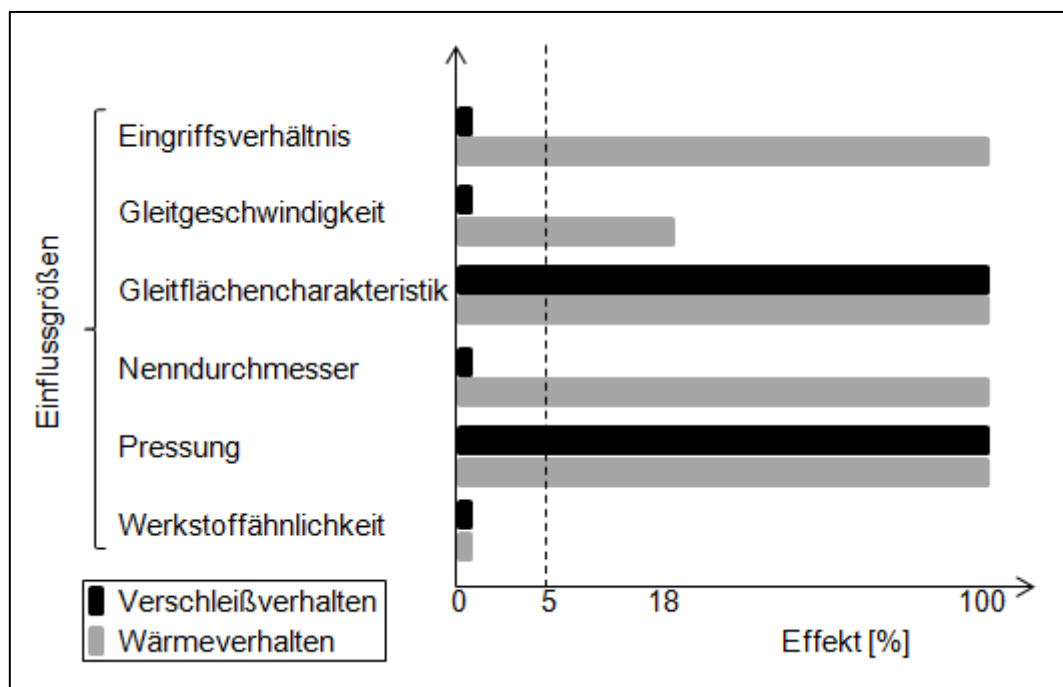


Abb. 5.13.: Effekte der Einflussgrößen auf Verschleiß- und Wärmeverhalten

Die standardisierte Darstellung der Effekte in einem Pareto-Diagramm führt zur Erkenntnis, dass alle sechs aufgestellten Hypothesen als bekräftigt angesehen werden können.

Erfahrungsgemäß können weitere Einflussgrößen auftreten, wie zum Beispiel eine verschleißmildernde Tribooxidbildung, eine Inkubationsphase mit einer kaum messbaren Verschleißintensität oder eine Dreikörperreibung mit einem Körnchen zwischen den Gleitflächen. Solche Einflussgrößen wurden in dieser Arbeit nicht untersucht weil sie zufällig und kurzandauernd sind.

6. Gesamtzusammenfassung und weiterführende Arbeiten

Diese Arbeit gibt die Einblicke in die Methoden zur Beschreibung der Temperatur- und Verschleißcharakteristik von Trapezgewindetrieben während des Betriebs. In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise bei der Anwendung des erarbeiteten Modells erläutert. Hier sind auch die wesentlichen Untersuchungserkenntnisse (aus den Kapiteln 4 und 5) über Trapezgewindetribe zusammengefasst.

6.1. Anwendung des Modells und Praxisempfehlungen

Zur besseren Überschaubarkeit des ausgearbeiteten Modells wird in diesem Kapitel eine Anleitung für den Konstruktionsfall erstellt. Diese Anleitung soll die Anwender schrittweise durch die einzelnen Rechenvorgänge führen. Hier werden Handlungsempfehlungen zu einer erfahrungsbasierten Vorabschätzung von Verschleiß- und Reibungskoeffizienten vorgeschlagen. Zugleich wird hier auch auf eine präzisere Bestimmung von Koeffizienten über empirische Versuche eingegangen. Das Kapitel beinhaltet auch Hinweise zur Übertragbarkeit von tribologischen Eigenschaften auf andere tribotechnische Systeme.

6.1.1. Vorausgesetzte Eingangswerte

Bevor man an die Betriebsdauerberechnung eines Trapezgewindetriebes geht, sollte feststehen, welche Parameter in das Modell einfließen. Diese Parameter sind Betriebs-, Geometrie- und Stoffparameter.

Zu den Betriebsparametern gehören die Spindeldrehzahl, Hubhöhe, Axialkraft, Stillstandszeit, Hubzeit, Gleitweg im Hubbereich, kumulierter Gleitweg und Pressung. Die Geometrieparameter sind die Spindelkonvektionsfläche im Hubbereich, tragende Länge der Leitmutter, Tragdurchmesser des Gewindes, Gewindestirnbreite, Flankenüberdeckung, Gewindeflankenhöhe, Gewindesteigung und Nenndurchmesser.

Zu den Stoffparametern zählen die Temperatur des Umgebungsmediums, kinematische Viskosität der Umgebungsluft, Prandtlzahl der Umgebungsluft, Wärmeleitfähigkeit der Umgebungsluft, Wärmeleitfähigkeit der Spindel, Gleitreibungskoeffizient der Reibpaarung und der Verschleißkoeffizient der Reibpaarung.

Nachstehend werden die einzelnen Parameter näher erläutert.

Definition der Betriebsparameter:

- ✓ Die Spindeldrehzahl n_S wird in der Regel fest programmiert und vom Servoantrieb an die Spindel übertragen.
- ✓ Die Hubhöhe H_H bezieht sich auf die Länge der Spindel im Hubbereich.
- ✓ Die Axialkraft F_A definiert eine Belastung, die axial auf die Leitmutter einwirkt.
- ✓ Die Stillstandszeit t_S beschreibt die Zeit, die während eines kurzen Anhaltens an den Richtungskehrpunkten vergeht.
- ✓ Die Hubzeit t_H wird während eines Hub- beziehungsweise Senkvorgangs verstrichen.
- ✓ Der Gleitweg S_L im Hubbereich bezieht sich auf die Helix und darf nicht mit der Spindellänge im Hubbereich verwechselt werden.
- ✓ Der kumulierte Gleitweg S_{hv} ist eine Aufsummierung von helixbezogenen Gleitwegen, die nach absolvierten Hub- und Senkbewegungen zurückgelegt werden.
- ✓ Die Pressung p beschreibt die Belastung, die auf die Projektionsflächen des Gewindes wirkt und sich nach der Formel 1.2 berechnet.

Definition der Geometrieparameter:

- ✓ Die Spindelkonvektionsfläche A_S im Hubbereich beschreibt die wärmeabgebende Fläche der Spindel und lässt sich aus CAD-Daten entnehmen. Zum Beispiel ein Längensmeter einer Tr14x3-Spindel weist eine Konvektionsfläche von $0,07868928\text{m}^2$ auf, eine Tr20x4-Spindel verfügt über $0,1041691\text{m}^2$ und eine Tr24x5-Spindel $0,12\text{m}^2$.
- ✓ Tragende Länge der Mutter L_M ist ein Maß für die Länge des Innengewindes entlang der Gewindeachse.
- ✓ Geometrische Größen wie der Tragdurchmesser des Gewindes d_2 , Gewindestirnbreite δ_R , Flankenüberdeckung H_1 , Gewindeflankenhöhe h_3 , Gewindesteigung P_h und Nenndurchmesser d sind in der Abbildung (Abb. 6.1.) definiert.

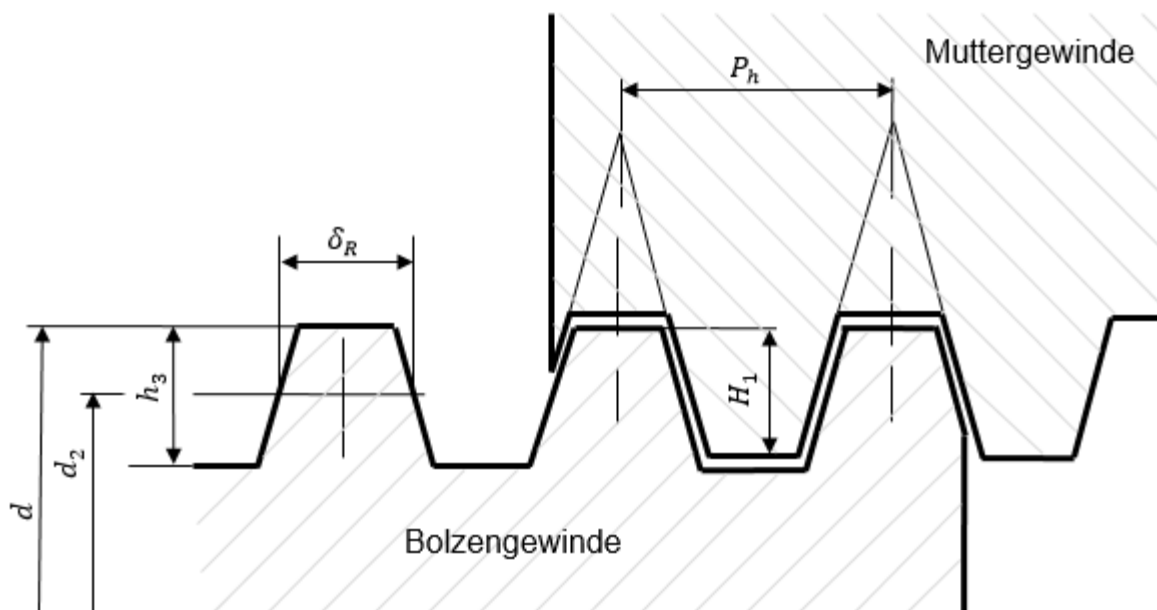


Abb. 6.1.: Gewindegeometrie

6. Gesamtzusammenfassung und weiterführende Arbeiten

Definition der Stoffparameter:

- ✓ Die Umgebungstemperatur T_U beschreibt die Temperatur des Umgebungsmediums und kann direkt an der Umgebungsluft gemessen werden.
- ✓ Kinematische Viskosität ν_L des Umgebungsmediums sowie Prandtlzahl Pr und Wärmeleitfähigkeit λ_L sind druck- und temperaturabhängig und können aus einer Stoffwertetabelle (Tabelle 2) abgelesen werden.
- ✓ Die Wärmeleitfähigkeit des Stahls λ_R liegt je nach Sorte im Bereich von circa 40...68 W/m·K.

Tabelle 2: Stoffwerte von trockener Luft bei 1,013 bar nach [Wag11]

T_U [°C]	λ_L [W/m·K]	$10^6 \cdot \nu_L$ [m ² /s]	Pr [-]
-50	0,0206	9,55	0,715
0	0,0243	13,30	0,711
20	0,0257	15,11	0,713
40	0,0271	16,97	0,711
60	0,0285	18,90	0,709
80	0,0299	20,94	0,708
100	0,0314	23,06	0,704

- ✓ Der Gleitreibungskoeffizient μ_G liefert eine Aussage zum reibungsbedingten Wärmeeintrag in eine Gewindespindel und ermöglicht die Berechnung der Spindeltemperatur. Dieser Koeffizient ist bei Trapezugewindetrieben allerdings nicht immer konstant. Je nach Reibpaarung und Gleitflächencharakteristik nimmt er einen Erfahrungswert im Bereich von 0,08...0,12 an. In seltenen Fällen bis zu 0,18 und in sehr seltenen bis zu 0,2 und höher. Diese Werte gelten für die getesteten Muttern aus Polymeren, die auf Polyamid (PA) oder Polyoxymethylen (POM) basieren. Bei metallischen Muttern aus Kupfer-Zinn-Legierungen (CuSn) werden identische Werte beobachtet. Allerdings neigen die metallischen Reibpaarungen häufig zu sprunghaftem Reibungsanstieg kurz nach der Einlaufphase. Dieses Phänomen deutet auf eine Adhäsionsreibung hin, die wesentlich intensiver als eine normale Gleitreibung verläuft. Weitere Gleitreibungskoeffizienten verschiedener Materialien auf einer Stahloberfläche können aus [Ash05] entnommen werden.
- ✓ Der Verschleißkoeffizient k_V ist für jedes tribotechnische System spezifisch. Er beschreibt die Verschleißcharakteristik einer Reibpaarung bei definierten Betriebsbedingungen.
Die Werkstoffhersteller können die Verschleißkoeffizienten in einem Werkstoffdatenblatt angeben, die sie in der Regel nach einer Werksnorm ermitteln. In der praktischen Anwendung besteht ein Bedarf nach einer allgemeingültigen Aussage zur Übertragbarkeit von Verschleißkoeffizienten von einem modellbasierten tribotechnischen System auf ein reales. Es wäre ideal die Übertragbarkeit beispielsweise über einen Korrekturfaktor zu realisieren.
In der Tribologie ist es allgemein bekannt, dass Verschleißkoeffizienten systemspezifisch sind. Dennoch wird hier gewagt einen realistischen und allgemeingültigen Geltungsbereich für Verschleißkoeffizienten beziehungsweise Korrekturfaktoren anzugeben.

Hier kann die Angabe eines Bereichs als hinreichend angesehen werden, weil Verschleiß einen stochastischen Charakter hat.

Aus eigenen Recherchen nach modellbezogenen Verschleißkoeffizienten für POM- und PA-basierten Polymeren, die auf Stahl gleiten, geht hervor, dass diese überwiegend im Bereich von $10^{-4} \dots 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ liegen (Tabelle 3).

Tabelle 3: Einige Verschleißkoeffizienten für POM-/PA-basierte Polymere

Polymer	Lieferanten / Quellen	Verschleißkoeffizient
POM-C	Wilhelm Herm. Müller GmbH & Co. KG	$1,8 \cdot 10^{-4} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
POM-C	KHP Kunststofftechnik e. K.	$1,8 \cdot 10^{-4} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
POM-C	Merrem PolyQuick GmbH	$1,8 \cdot 10^{-4} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
Murytal-C (POM)	Murfeldt Kunststoffe GmbH & Co. KG	$1,8 \cdot 10^{-4} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
POM-C	Kern GmbH	$5,4 \cdot 10^{-5} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
PA66	Universität Erlangen	$6,0 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
Zytel (PA)	DuPont de Nemours GmbH	$4,5 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
PA66	Advanced Industrial	$1,6 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
PA66	Universitäten Sydney und Kaiserslautern	$7,0 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$
Ultramid (PA)	BASF	$4,5 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^3/\text{Nm]}$

Die Erfahrung zeigt jedoch, dass die Verschleißkoeffizienten für ähnliche Reibpaarungen, die in Trapezgewindetrieben verbaut sind, größtenteils einen Bereich von $10^{-7} \dots 10^{-9} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ aufweisen. Das heißt, dass modellbezogene Verschleißkoeffizienten bei näherungsweise Übertragung auf ein Realsystem mit einem Korrekturfaktor 0,001 zu multiplizieren sind.

Aus eigenen Recherchen und Fachgesprächen mit anderen Tribologie-Experten lässt sich feststellen, dass Verschleißwerte, die an genormten und nicht genormten Tribometern ermittelt werden, im Vergleich zu realen tribotechnischen Systemen tendenziell höhere Verschleißkoeffizienten haben. Grund dafür sind nicht umfänglich vergleichbare Betriebsbedingungen.

Präzisere Aussagen zu Verschleißkoeffizienten liefern eigene Vorversuche an realen tribotechnischen Systemen. Es sollen mindestens drei Versuche erfolgen. Der erste Versuch könnte ein zufällig falsches Ergebnis liefern. Dieser kann mit einem zweiten Versuch überprüft werden. Falls die ersten beiden Versuche eine signifikante Abweichung aufweisen, kann der dritte Versuch zu einer genaueren Aussage führen. Mit einer höheren Anzahl an Versuchen steigt die Genauigkeit des gesuchten Verschleißkoeffizienten.

Es ist anzumerken, dass die Gleitflächencharakteristik ein bedeutender Faktor ist, der den Verschleißkoeffizienten signifikant beeinflussen kann. Erfahrungsgemäß kann ein gleitflächenabhängiger Verschleißkoeffizient eine Abweichung um den Faktor 10 aufweisen (siehe Kapitel 5).

6. Gesamtzusammenfassung und weiterführende Arbeiten

6.1.2. Ablaufplan der Berechnung

Wenn die benötigten Eingangswerte vorliegen, kann die analytische Berechnung nach dem erarbeiteten Modell erfolgen. Die einzelnen Rechenschritte sind im Flussdiagramm abgebildet (Abb. 6.1.). Im Modell ist die Bestimmung der Strömungscharakteristik des Umgebungsmediums sowie der Wärmeabgabecharakteristik der Spindel vorgesehen. Diese Charakteristiken sind für die Prüfung von Wärmekriterien notwendig, wobei ein Vergleich zwischen ermittelter und zulässiger Temperatur stattfindet. Nur bei einer Erfüllung von Wärmekriterien ist die darauffolgende Verschleißprognose sinnvoll.

Bei der Berechnung der Strömungscharakteristik muss zuerst die Reynoldszahl nach Gleichung 2.28 bestimmt werden, um im nächsten Schritt die Gültigkeitsbereiche der Reynoldszahl und der Prandtlzahl zu prüfen. Die Reynoldszahl beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften in der Strömung und die Prandtlzahl ist ein temperatur- und druckabhängiger Stoffwert.

Falls die Gültigkeitsbereiche überschritten werden, ist die vorgeschlagene Berechnung für diesen Anwendungsfall nicht geeignet. Im Erfüllungsfall der Gültigkeitsbereiche können die Reynolds- und Prandtlzahl in die Berechnung des laminaren und turbulenten Strömungsanteils nach den Gleichungen 2.26 und 2.27 übernommen werden. Mit diesen Werten kann die Nußeltzahl, die die Strömungsvorgänge beschreibt, nach der Gleichung 2.25 berechnet werden.

Bei der Bestimmung der Wärmeübergangscharakteristik müssen die Wärmeübergangszahlen an der Gewindegrundfläche, am Gewindefuß und anschließend die mittlere äquivalente Wärmeübergangszahl nach den Gleichungen 2.23, 2.24, 2.22 berechnet werden. Zusätzlich wird die in die Spindel induzierte Wärmestromdichte nach der Gleichung 2.21 berechnet. Die mittlere äquivalente Wärmeübergangszahl und die Wärmestromdichte fließen in die Berechnung der Spindeltemperatur ein.

Zur Prüfung der Wärmekriterien wird die Spindeltemperatur nach der Gleichung 2.20 ermittelt, die anschließend mit der zulässigen Betriebstemperatur zu vergleichen ist. Falls die berechnete Spindeltemperatur höher als die zulässige Betriebstemperatur ist, muss die Umgebungscharakteristik optimiert und die bisherigen Rechenschritte erneut durchgeführt werden.

Die eigentliche Berechnung der Verschleißprognose kann nur dann nach der Gleichung 2.2 erfolgen, wenn die berechnete Spindeltemperatur niedriger als die zulässige Betriebstemperatur ist.

Eine detaillierte und tabellarische Beispielberechnung befindet sich im Anhang A.

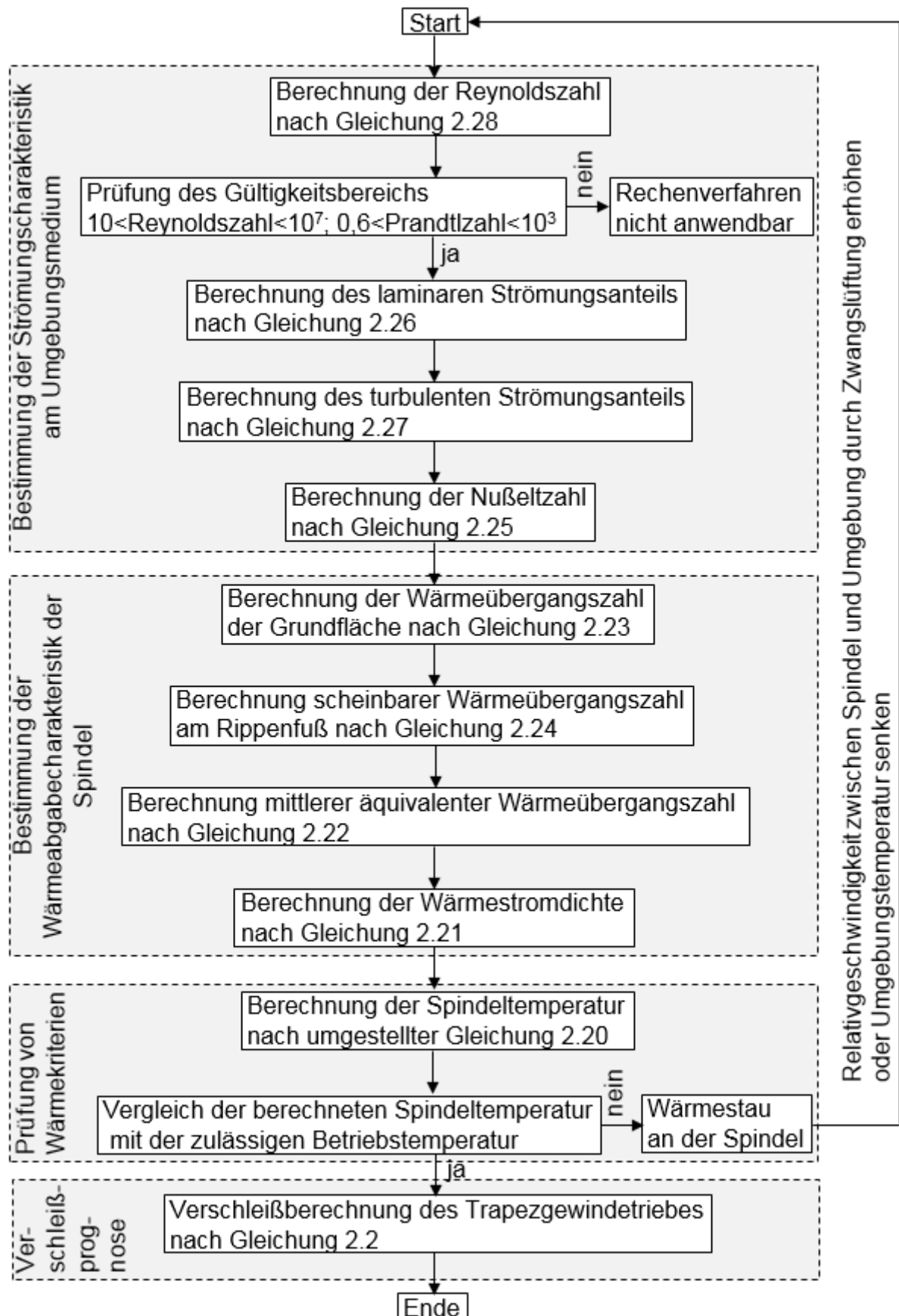


Abb. 6.1.: Flussdiagramm zu einzelnen Rechenschritten

6. Gesamtzusammenfassung und weiterführende Arbeiten

6.2. Zusammenfassung

Das Kapitel beinhaltet die wichtigsten Antworten auf die zentralen Fragestellungen, die bereits mit dem vorhandenen Forschungsstand lösbar sind.

Die Erkenntnisse aus empirischen Versuchen geben ein Resümee zu den aufgestellten Hypothesen.

Aus dem Stand der Technik und des Wissens lässt sich erkennen, dass die primären Fragestellungen zum Temperatur- und Verschleißverhalten von Trapezgewindetrieben mit vorhandenen Modellen zu bewerkstelligen sind.

Die Wärmetheorie von Fourier/Newton ermöglicht die Abschätzung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben. Diese Modellrechnung setzt die analytische Ermittlung der Wärmestromdichte und des Wärmewiderstandes voraus, um die Gleitflächentemperatur an der Spindel zu berechnen und das Ergebnis mit der zulässigen Betriebstemperatur der Leitmutter oder des Schmierstoffes zu vergleichen. Der maximal zulässige Wert der thermischen Leistungsfähigkeit wird durch eine definierte maximal zulässige Betriebstemperatur der Reibpaarung gekennzeichnet. Eine nachfolgende Verschleißberechnung ist nur dann sinnvoll, wenn die thermische Belastungsgrenze des tribotechnischen Systems eingehalten wird.

Das aufgezeigte Modell gilt nur für Trapezgewindetriebe mit einer zur Umgebung offenen Gehäuseausführung. Das Gehäuse eines zur Umgebung abgeschlossenen Trapezgewindetriebes stellt einen spezifischen Wärmewiderstand mathematisch höherer Ordnung dar und erfordert eine andere Berechnungsmethode, die hier aufgrund von beliebig unterschiedlichen Gehäusespezifikationen nicht behandelt wurde.

Für eine anwendungsorientierte Betriebsdauerberechnung von Trapezgewindetrieben ist das empirische Verschleißmodell von Archard sehr vorteilhaft. Das Modell basiert auf empirisch ermittelten Verschleißkoeffizienten und ermöglicht bei einem definierten Lastkollektiv die Lebensdauerberechnung.

Die oben erwähnten Modelle berücksichtigen die untersuchten Einflussgrößen über die Definition der Gleitkörpergeometrie, der Werkstoffpaarung, der Reibung und des Belastungskollektivs. Jede im Kapitel 4 und 5 untersuchte Einflussgröße führt zu einem entsprechenden Effekt im Wärme- und Verschleißverhalten eines Trapezgewindetriebes.

Im Anhang A befindet sich ein praktisches Rechenbeispiel für die Anwendung des Modells zur analytischen Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit von Trapezgewindetrieben mit anschließender Betriebsdauerberechnung.

6.3. Ausblick

Das Kapitel gibt den Überblick über mögliche Optionen für eine Projektfortsetzung. Die gewonnenen Forschungsergebnisse liefern die Hinweise zur weiteren Optimierung der Gleitflächen im Spindelfertigungsprozess. Sie sind für die praktische Anwendung sowie für die Auslegung empfehlenswert und haben ein Marketingpotenzial.

6.3.1. Methode der Gleitflächencharakterisierung

Aus der Untersuchung geht hervor, dass in der Verschleißberechnung die Berücksichtigung der verschleißbeeinflussenden Oberflächencharakteristik von Spindeloberflächen unerlässlich ist. Am Markt konnten bisher keine Geräte für die Gleitflächencharakterisierung gefunden werden, die den Anforderungen bei der Anwendung an Trapezgewinden entsprechen.

Das Verfahren zur Charakterisierung der Gewindegleitflächen sollte die Zugänglichkeit im kleinen Bauraum zwischen den Gewindeflanken berücksichtigen und die Oberflächenstruktur auf dem ganzen Gleitweg erfassen können.

Für diese Aufgabe sind optische Geräte wie ein 3D-Messmikroskop oder ein Laserscanner vielversprechend.

Eine definierte Gleitflächencharakteristik der Spindel kann einen Korrekturfaktor in der Lebensdauerberechnung beeinflussen.

6.3.2. Informationseinblendung auf Displayanzeige

Eine Lineareinheit mit einem Trapezgewindetrieb könnte über ein Display den Anwender über die restliche Betriebsdauer bis zur anstehenden Wartung informieren oder über den Status zur Einhaltung der thermischen Leistungsfähigkeit benachrichtigen.

Dabei können die vorgeschlagenen Modelle zur Temperatur- und Verschleißberechnung in die Recheneinheit einprogrammiert werden.

Es ist vorstellbar, dass über die Stromüberwachung der Antriebe und über eine kleine Recheneinheit zur Algorithmenberechnung die Idee mit vorhandenen technischen Komponenten realisierbar ist. Das kann für den Anwender einen Bedienungskomfort und einen nahezu kostenneutralen Mehrwert darstellen.

6. Gesamtzusammenfassung und weiterführende Arbeiten

6.3.3. Empfehlung für eingehauste Trapezgewindetribe

Die vorgestellte Modellrechnung eignet sich nur für die zur Umgebung offenen Trapezgewindetribe. Bei eingehausten Trapezgewindetriben ist der direkte Wärmeaustausch der Gewindespindel mit der Umgebung unterbrochen, somit ist die wichtigste Voraussetzung für die Anwendung des vorgestellten Modells nicht erfüllt. In diesem Fall ist eine andere analytische Systembetrachtung oder eine konstruktive Modifikation des Gehäuses notwendig.

Im Anhang B werden zwei Lösungsansätze empfohlen, die perspektivisch als ein Gedankenanstoß für weitere experimentelle Untersuchungen dienen können.

Im ersten Lösungsansatz wird eine Wärmebilanz aus eingehenden und ausgehenden Wärmeströmen aufgestellt. Im zweiten Lösungsansatz ist eine Modifikation des Gehäuses durch zusätzliche Belüftungskomponenten vorgesehen.

Glossar

Abrasion:	ritzender Materialabtrag an den Gleitflächen.
Adhäsion:	reibungsbedingte Kaltverschweißung der Gleitpartner an Mikrokontakten mit anschließender Trennung der Haftverbindung.
Austenitisierung:	Erwärmung der Metalle auf die Härtungstemperatur.
Blitztemperatur:	starke, kurzzeitige Temperaturerhöhung im Reibkontakt.
Dissipation:	Zerstreuung der Energie.
Dreikörperreibung:	Reibung mit einem Körnchen zwischen den beiden Gleitflächen.
Elastizitätsmodul:	ein Stoffwert, der bis zu einer bestimmten Temperatur relativ stabil ist und die Elastizität des Werkstoffes beschreibt.
Eingriffsverhältnis:	ist das Verhältnis von nomineller Berührungsfläche zur Gesamtlaufläche.
Einlaufphase:	tritt relativ kurzzeitig am Anfang des Verschleißvorgangs ein und führt zu einer gleichmäßigen Lastverteilung auf allen Gewindegängen der Leitmutter.
Fressverschleiß:	adhäsive Wechselwirkungen bei einer Mangelschmierung.
Gleitflächencharakteristik:	Charakteristik der Oberflächenbeschaffenheit insbesondere in Bezug auf vorhandene Oberflächenfehler und sonstige Unregelmäßigkeiten.
Inkubationsphase:	weist nahezu keinen Verschleißfortschritt auf und deutet auf stattfindende Oberflächenzerrüttung hin.
Kumulierter Gleitweg:	die Aufsummierung einzelner Gleitwege zu einem gesamten Gleitweg.
Lastkollektiv:	gleichzeitige Einwirkung der Belastungen (z.B.: Gleitgeschwindigkeit, Pressung, Temperatur) auf die Leitmutter.

Glossar

Martensitbildung:	Bildung eines harten Gefüges nach raschem Abkühlen des Stahls.
Oberflächenzerrüttung:	reibungsbedingte Oberflächenermüdung mit folgender Rissbildung.
Prandtlzahl:	druck- und temperaturabhängiger Stoffwert eines Fluides.
Progressive Phase:	tritt am Ende des Verschleißvorgangs ein und weist eine ansteigende Verschleißintensität bis zum Funktionsausfall auf.
Referenzwert:	ein Wert, mit dem alle anderen Werte zu vergleichen sind.
Reynoldszahl:	beschreibt die Charakteristik einer Strömung.
Siebel-Kehl-Effekt:	sprunghafter Wechsel der Reibungs- und Verschleißcharakteristik bei sich ändernder Pressung.
Stationäre Phase:	folgt nach der Einlaufphase mit stetig steigendem Verschleiß.
Stick-Slip-Effekt:	ruckartiges Gleiten.
Tribosystem:	ein Trapezgewindetrieb mit allen seinen Elementen und deren gegenseitigen Wechselwirkungen.
Triboxid:	ist eine amorphe tribochemische Oxidationsschicht, die bei hoher Reibung und hoher Temperatur entsteht und verschleißmildernd wirkt.
Verschleißintensität:	ist ein Differenzbetrag der Verschleißschädigung, der nach einem zurückgelegten Gleitweg entsteht.
Verschleißkoeffizient:	entsteht durch die Normierung der Verschleißintensität für die Pressung und beschreibt volumetrischen Verschleiß pro induzierte Reibungsenergie.
Vertrauensgrad:	beschreibt den prozentuell definierten Bereich in dem sich die meisten (Mess-) Werte befinden.
Werkstoffähnlichkeit:	ähnliche Werkstoffe mit ähnlichen technischen Eigenschaften.

Literatur

- [Arc53] Archard, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. Journal of Applied Physics, Volume 24, Number 8, 1953
- [Arc58] Archard, J. F.: The temperature of rubbing surfaces. Wear 2, S. 438, 1958
- [Arc80] Archard, J. F.: Wear theory and mechanisms. Wear control handbook (Editors: Peterson, M. B. and Winer, W. O.). New York: American Society of Mechanical Engineers, 1980
- [Ash05] Ashby, M. F.: Materials Selection in Mechanical Design. 2.Ed., Elsevier, Amsterdam, 2005
- [Ash90] Ashby, M. F.; Abulawi, J.; Kong, H. S.: On surface temperatures at dry sliding surfaces. Engineering Dept. of Cambridge University, Cambridge 1990
- [Aut13] Automotion Components Ltd.: Lead Screws. Katalog, Cranleigh (UK), 2013
- [Bar93] Bartz, W.J. u.a.: „Gleitlager als moderne Maschinenelemente. Teil A: Konstruktion, Werkstoffauswahl und Schmierung von Radiallagern“. Expert-Verlag, Ehningen bei Böblingen 1993, ISBN 3-8169-0802-0
- [Ber14] Berger, M.: Verschleiß- und Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum 2014
- [Bir90] Биргер, И.А.; Иосилевич, Г.Б.: Резьбовые и фланцевые соединения. Машиностроение, ISBN 5-217-00834-2, Москва 1990
(Birger, I. A.; Iosilevitsch, G. B.: Gewinde- und Flanschverbindungen. Maschinenbau, ISBN 5-217-00834-2, Moskau 1990)
- [Bjg14] BJ-Gear A/S: Acme Thread Spindles and nuts. Katalog, Skanderborg (DK) 2014
- [Blo37] Blok, H.: Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions. Proc. Gen. Discussion on Lubrication and Lubricants, Mech. Engineers, London 1937

Literatur

- [Bow35] Bowden, F.P.; Riedler, K.E.W.: A note on the surface temperature of sliding metals. Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, 1935, Volume 31, Issue 03, pp 431-432
- [Bow59] Bowden, F.P.; Tabor, D.; Freitag, E.H.: Reibung und Schmierung fester Körper. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1959
- [Bre88] Brendel, H.; Winkler, H. u.a.: „Wissensspeicher Tribotechnik: Schmierstoffe-Gleit-, Roll-, Wälzpaarungen-Schmiereinrichtungen“. 2. Aufl., Fachbuchverlag Leipzig 1988, ISBN 3-343-00333-6
- [Con13] Contigroup: Trapezgewindespindeln. Katalog 2013-DE-01, Barzago (IT), 2013
- [Czi10] Czichos, H.; Habig, K. H.: Tribologie-Handbuch. 3 Aufl., Vieweg+Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2010
- [Dec14] Decker, K. H.; Kabus, K.: Maschinenelemente – Funktion, Gestaltung und Berechnung. 19. Aufl., Carl Hanser Verlag München 2014
- [DeckK14] Decker, K. H.; Kabus, K.: Maschinenelemente – Tabellen und Diagrammen. 19. Aufl., Carl Hanser Verlag München 2014
- [Det08] Deters, L.: Reibung, Verschleiß und Schmierung. In: Steinhilper, W., Sauer, B. (Herausgeber): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 6. Auflage. Springer Verlag, Berlin 2008, Kapitel 10
- [Dow18] Dow Corning GmbH: Datenblatt Molykote EM-50L Grease, Version 1.9, Wiesbaden 2018
- [Eil35] Eilender, W.; Oertel, W.; Schmalz, H.: Grundsätzliche Untersuchungen des Verschleißes auf der Spindel-Maschine. Archiv für das Eisenhüttenwesen 8 (1934/1935) 63 [Gruppe E Nr. 380]
- [Eld58] El-Darwish, A.S.: Aperiodische Vergleichsmessung der Wärmeeindringzahl von Metallen. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule in Zürich, Zürich 1958
- [Erh85] Erhard, G.; Strickle, E.: „Maschinenelemente aus Thermoplastischen Kunststoffen. Lager und Antriebselemente“. VDI-Verlag, 2. Auflage, Düsseldorf 1985, ISBN 3-18-400712-X

-
- [Fin62] Fink, M.; Euteneuer, H.: Ein Beitrag zur Klärung der Abnutzung bei rollender Reibung mit Schlupf an Elektrolytkupfer. Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, Nr. 1102, Springer Fachmedien Wiesbaden, 1962, S.18
- [Fle80] Fleischer, G.; Gröger, H.; Thum, H.: Verschleiß und Zuverlässigkeit. VEB Verlag Technik Berlin 1980
- [Fle04] Fleischer, G.: 40 Jahre Bewertung von Reibung und Verschleiß mit Hilfe der Energiedichte. In: Tribologie und Schmierungstechnik 3, 2004
- [Gni75] Gnielinski, V.: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. Forsch. Ing.-Wes. 41 Nr. 5, Karlsruhe 1975, S. 145-153
- [Hab14] Habig, K. -H.; Woydt, M.: Tribologie im Dubbel-Taschenbuch für den Maschinenbau von Grote, K. -H. und Feldhusen, J., 24 Aufl., Springer Vieweg Verlag, Berlin 2014
- [Hir56] Hirst, W. ; Lancaster, J. K.: Oberflächenfilmbildung und metallischer Verschleiß. J. Appl. Phys., vol. 27, N9, 1956, S. 1057-1061
- [Jae42] Jaeger, J. C.: Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts. Journal and Proceedings of the Royal Society of New South Wales, 1942, 76, pp 203-224
- [Jun16] Jung, S; Quaß, M.: Beitrag zur analytischen Ermittlung der reibungsbedingten Wärmeleistungsgrenzen von Trapezgewindetrieben. 57. Tribologie-Fachtagung, Band 1, GfT e. V., Aachen 2016
(oder auch in Tribologie und Schmierungstechnik 2017/6, Beitrag 4)
- [Kra55] Kragelski, I. W; Svecova, E. M.: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Verschleiß gleicher Metalle. Sammelband „Reibung und Verschleiß in Maschinen“, Bd. X. Moskau: Verlag der Akademie der Wissenschaften der UdSSR 1955, S.5-34
- [Kra71] Kragelski, I. W.: Reibung und Verschleiß. VEB Verlag Technik, Berlin 1971
- [Kra83] Kragelski, I. V.; Dobycyn, M. N.; Kombalov, V. S.: Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß. Carl Hanser Verlag München Wien 1983

Literatur

- [Kra84] Krause, H.; Poll, G.: Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung. Tribologie + Schmierungstechnik, 31. Jahrgang, 1984
- [Kuh09] Kuhn, E.: Zur Tribologie der Schmierfette: Eine energetische Betrachtungsweise des Reibungs- und Verschleißprozesses. Expert Verlag, Renningen 2009
- [Köh07] Köhler, C.: Verschleißverhalten von gefüllten Polymeren. Dissertation, Uni Saarland, Saarbrücken 2007
- [Kün05] Künkel, R.: Auswahl und Optimierung von Kunststoffen für tribologisch beanspruchte Systeme. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen 2005
- [Lan57] Lancaster, J. K.: The influence of temperature on metallic wear. Proc. Phys. Soc. B70, 1957, S. 112-118
- [Lan69] Lancaster, J.K.: Abrasive Wear of Polymers. Wear 14, 1969, S. 223-239
- [Lan73] Lancaster, J.K.: Dry bearings: a survey of materials and factors affecting their performance. Tribology Vol. 6, S. 219 - 251, 1973
- [Lin13] Lineartechnik Stuttgart GmbH: Trapezgewindetrieb. Katalog, Oberboihingen (D) 2013
- [Lyk67] Лыков, А.В.: Теория теплопроводности. Издательство "Высшая Школа" Москва 1967, С.366
(Lykov, A.W.: Die Theorie der Wärmeleitung. Verlag „Wysschaja Schkola“ Moskau 1967, S.366)
- [Mac64] MacGregor, S. W.: Handbook of analytical design for Wear. New York: Plenum Press 1964
- [Mai43] Mailänder, R. Dies, K.: Beitrag zur Erforschung der Vorgänge beim Verschleiß. Archiv für Eisenhüttenwesen 16 (1943), S. 385 – 389
- [Mat64] Matthäi, G.: Über den Gleitverschleiß ungeschmierter Oberflächen. Forsch. Ing.-Wes. Bd 30, Nr. 1, VDI Düsseldorf 1964, S. 1-32
- [Mäu03] Mäurer, M.: Tribologische Untersuchungen an Radialgleitlagern aus Kunststoffen. Dissertation, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz 2003

-
- [Mur18] Murtfeldt Kunststoffe GmbH & Co. KG: Technische Daten Murytal C produziert auf Basis POM-C, Dortmund 2018
- [Mül04] Müller, F.: Reibungs- und Verschleißverhalten von trockenlaufenden Kunststoff/Stahl-Paarungen. WILEY-VCH Verlag, Weinheim 2004
- [Paw09] Павлов, В.Г.: Выбор и обоснование расчётной модели для оценки ресурса работы трибосопряжения по условию предельно допустимого износа. Вестник научно-технического развития, Национальная Технологическая Группа, Институт машиноведения РАН, Россия, Москва, УДК 531.4, No 5 (21), 2009, С. 75ff
(Pawlov, W. G.: Auswahl und Begründung des Berechnungsmodells für reibschubspannungsbedingte Lebensdauer nach der Bedingung des maximal zulässigen Verschleißes. Botschaft-Überbringer wissenschafts-technischer Entwicklung, Nationale technologische Gesellschaft, Institut für Maschinenbau РАН, Russland, Moskau, УДК 531.4, No 5 (21), 2009, S. 75ff)
- [Pol82] Polzer, G.; Meißner, F.: Grundlagen zu Reibung und Verschleiß. 2. Aufl., Deutscher Verlag der Grundstoffindustrie, Leipzig 1982
- [Pre06] Prehn, R.: Tribologisch optimierte polymere Hochleistungsverbundwerkstoffe für den Einsatz unter abrasiven Bedingungen. Dissertation, TU Kaiserslautern, Kaiserslautern 2006
- [Rab95] Rabinowicz, E.: Friction and wear of materials. 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc., USA 1995, pp.192
- [Rat64] Ratner, S. B.; Farberova, I. I.; Radyukevich, O. V.; Lure, E. G.: Connection between wear resistance of plastics and other mechanical properties. Soviet Plastics, 12(7), S37ff, 1964
- [Rüh06] Rühle, F.; Winkelmann, U.: Anwendung der energetischen Methode zur Berechnung der Reibungszahl eines Bewegungsgewindes. 2. Arnold Tross Kolloquium, Schaker-Verlag, HAW Hamburg 2006
- [Sad07] Sadowski, J.: Die Verschleißzahl. In: Tribologie und Schmierungstechnik, 2007/4
- [Sad08] Sadowski, J.: Reibungsvolumen als tribologisches System. In: Tribologie und Schmierungstechnik, 2008/5

Literatur

- [Sad09] Sadowski, J.: Die Reibungsenergiedichte. In: Tribologie und Schmierungstechnik, 2009/3
- [Som14] Sommer, K; Heinz, R.; Schöfer, J.: Verschleiß metallischer Werkstoffe: Erscheinungsformen sicher beurteilen. 2. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden 2014
- [Tep85] Tepper, H.; Schopf, E.: „Gleitlager: Konstruktion, Auslegung, Prüfung mit Hilfe von DIN-Normen“. Beuth-Verlag, 1. Auflage, Berlin/Köln 1985, ISBN 3-410-11849-7
- [Vdi13] VDI-Wärmeatlas: Berechnungsmethoden für Wärmeleitung, konvektiven Wärmeübergang und Wärmestrahlung. 11. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2013, S. 29
- [Wag11] Wagner, W.: Wärmeübertragung. 7. überarb. Aufl., Vogel Buchverlag, Würzburg 2011, S.100ff
- [Wel57] Welsh, N. C.: Frictional Heating and Its Influence on the Wear of Steel. J. appl. Phys. 28, 1957, S.960-968
- [Wel65] Welsh, N. C.: The dry wear of steels. Phil. Trans. Roy. Soc. Vol. 257, Ser. A. 1077 (1965) S. 31 – 70
- [Wit09] Wittel, H; Muhs, D.; Jannasch, D; Voßiek, J.: Rolof/Matek Maschinenelemente. Tabellenbuch 19. Aufl., Vieweg+Teubner, Wiesbaden 2009
- [Wol18] Wolf Kunststoffgleitlager GmbH: Datenblatt ZX 530, DE 1.0, Kerpen 2018
- [Xuq18] Xu, Q.; Zhong, H.: Abrasion Loss Prediction of Trapezoidal Thread Rod Based on Denoised Data. 2018 3rd International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering (ICMCCE), IEEE-Verlag, S. 429-433, ISBN 978-1-5386-8481-8
- [Zap87] Zapf, R.: Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesatz. Abschlussbericht, TU Clausthal, Heft 247, FVA, Frankfurt/Main 1987

Normen

DIN 103	Metrisches ISO-Trapezgewinde. Teil 1, Beuth-Verlag, Berlin, April 1977
DIN 3996	Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen. Beuth-Verlag, September 2012
DIN 31652-1	Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb - Berechnung von Kreiszyylinderlagern. Beuth-Verlag, Berlin, April 1983
ISO 7902-1	Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb - Kreiszyylinderlager - Teil 1: Berechnung, November 2013
DIN 31652-3	Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb - Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern. Beuth-Verlag, Berlin, April 1983
DIN 31653-1	Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Betrieb - Berechnung von Axialsegmentlagern. Beuth-Verlag, Berlin, Mai 1991
DIN 31654-1	Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Betrieb - Berechnung von Axial-Kippsegmentlagern. Beuth-Verlag, Berlin, Mai 1991
EN 10084	Einsatzstähle – Technische Lieferbedingungen. Beuth-Verlag, Berlin, Juni 2008
EN 10025-2	Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen - Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Baustähle. Beuth-Verlag, Berlin, April 2005

Anhang A: Beispielrechnung für thermische Leistungsfähigkeit und Verschleiß

A.a. Günstiger Fall

Gegebene Gewindegeometrie und Betriebsbedingungen:

Tr20x4/ZX530/E295+C/Montageschmierung MoS₂

Spindeldrehzahl	n_S	400	1/min
Hubhöhe	H_H	1,5	m
Spindelkonvektionsfläche im Hubbereich	A_S	0,1562	m ²
Tragdurchmesser Gewinde	d_2	0,018	m
Umgebungstemperatur	T_U	298,15	K
Kinematische Viskosität Luft	ν_L	$15,328 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Prandtlzahl Luft	Pr	0,7	-
Wärmeleitfähigkeit Luft	λ_L	0,0256	W/mK
Wärmeleitfähigkeit der Rippe aus Stahl	λ_R	54	W/mK
Gewindestirn-/Rippenbreite	δ_R	0,002	m
Flankenüberdeckung	H_1	0,002	m
Gewindeflanken-/Rippenhöhe	h_3	0,00225	m
Gewindesteigung \triangleq Rippenelementlänge	$p_h \triangleq t$	0,004	m
Nenndurchmesser	d	0,02	m
Tragende Länge der Leitmutter	L_M	0,056	m
Axialkraft	F_A	3109,77	N
Gleitreibungszahl	μ_G	0,1 \pm 0,02	-
Stillstandszeit an Umkehrpunkten	t_S	1	s
Hubzeit	t_H	56,25	s
Gleitweg/Helix im Hubbereich	S_L	21,24	m
Kumulierter Gleitweg (ca.15000 Doppelhübe)	S_{hv}	637,440	km
Pressung	p	1,96	N/mm ²
Volumenbezogener Verschleißkoeffizient	k_V	$2,9 \pm 1,4 \cdot 10^{-8}$	mm ³ /Nm

Rechenschritte:

1) Berechnung der Reynoldszahl nach Gleichung 2.28

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu_L} \quad \text{mit } w = \pi \cdot d \cdot n_S$$

$$Re = \frac{\pi \cdot (0,02\text{m})^2 \cdot 400[1/\text{min}]}{15,328 \cdot 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]} = 546,55$$

2) Prüfung des Gültigkeitsbereichs $10 < Re < 10^7$; $0,6 < Pr < 1000$

$$10 < 546,55 < 10^7 ; 0,6 < 0,7 < 1000$$

3) Berechnung des laminaren Strömungsanteils nach Gleichung 2.26

$$Nu_{R,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}$$

$$Nu_{R,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{546,55} \cdot \sqrt[3]{0,7} = 13,78$$

4) Berechnung des turbulenten Strömungsanteils nach Gleichung 2.27

$$Nu_{R,tur} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{R,tur} = \frac{0,037 \cdot 546,55^{0,8} \cdot 0,7}{1 + 2,443 \cdot 546,55^{-0,1} \cdot (0,7^{2/3} - 1)} = 5,53$$

5) Berechnung der Nußeltzahl nach Gleichung 2.25

$$Nu_R = 0,3 + \sqrt{Nu_{R,lam}^2 + Nu_{R,tur}^2}$$

$$Nu_R = 0,3 + \sqrt{13,78^2 + 5,53^2} = 15,15$$

6) Berechnung der Wärmeübergangszahl der Grundfläche nach Gleichung 2.23

$$\alpha_G = \frac{Nu_R \cdot \lambda_L}{\frac{\pi}{2} \cdot d}$$

$$\alpha_G = \frac{15,15 \cdot 0,0256 [W/mK]}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,02 [m]} = 12,34 \frac{W}{m^2 K}$$

7) Berechnung scheinbarer Wärmeübergangszahl am Rippenfuß nach Gleichung 2.24

$$\alpha_R = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_G}{\delta_R \cdot \lambda_R}} \cdot \lambda_R \cdot \tanh \left(\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_G}{\delta_R \cdot \lambda_R}} \cdot h_3 \right)$$
$$\alpha_R = \sqrt{\frac{2 \cdot 12,34 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]}{0,002[m] \cdot 54 \left[\frac{W}{mK} \right]}} \cdot 54 \left[\frac{W}{mK} \right] \cdot \tanh \left(\sqrt{\frac{2 \cdot 12,34 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]}{0,002[m] \cdot 54 \left[\frac{W}{mK} \right]}} \cdot 0,00225[m] \right) = 27,77 \frac{W}{m^2 K}$$

8) Berechnung mittlerer äquivalenter Wärmeübergangszahl nach Gleichung 2.22

$$\bar{\alpha} = \alpha_R \cdot \frac{\delta_R}{t} + \alpha_G \cdot \left(1 - \frac{\delta_R}{t} \right)$$
$$\bar{\alpha} = 27,77 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \cdot \frac{0,002[m]}{0,004[m]} + 12,34 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \cdot \left(1 - \frac{0,002[m]}{0,004[m]} \right) = 20,06 \frac{W}{m^2 K} \triangleq \alpha_w$$

9) Berechnung der Wärmestromdichte nach Gleichung 2.21

$$q_S = \frac{\mu_G \cdot F_N}{A_S} \cdot \frac{S_L}{t_H + t_S} \quad \text{mit} \quad F_N \approx F_A$$

Zur Auswahl stehen folgende empirisch ermittelte Gleitreibungszahlen:

$\mu_G = 0,12 \pm 0,02$ Polymer-Mutter, Stahl-Spindel des Zustands +SH

$\mu_G = 0,10 \pm 0,02$ Polymer-Mutter, Stahl-Spindel des Zustands +C

$\mu_G = 0,10 \pm 0,03$ Metall-Mutter, Stahl-Spindel des Zustands +SH

Mit Polymeren ZX530, Murythal-C

Mit Metallen G-CuSn7ZnPb, Gz-CuSn12, CW713R

Mit Stählen E295, C15

Alle Reibpaarungen mit einer Montageschmierung aus MoS₂

Grad des Vertrauens 95%

$$q_S = \frac{(0,10 \pm 0,02) \cdot 3109,77[N]}{0,1562[m^2]} \cdot \frac{21,24[m]}{56,25[s] + 1[s]} = 738,65 \pm 147,73 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

10) Berechnung der Spindeltemperatur nach umgestellter Gleichung 2.20

$$q_s = \frac{W_R}{(t_H + t_S) \cdot A_S} = \alpha_w \cdot (T_S - T_U)$$

$$T_S = \frac{1}{20,06 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]} \cdot (738,65 \pm 147,73) \left[\frac{W}{m^2} \right] + 298,15[K] = 62 \pm 8^\circ C$$

bei einem Grad des Vertrauens von 95%

Eine Verschleißberechnung ist nur dann sinnvoll wenn die analytisch berechnete Spindeltemperatur kleiner als die maximal zulässige Betriebstemperatur der Leitmutter beziehungsweise des Schmierstoffes ist. Erfahrungsgemäß liegen die kritischen Betriebstemperaturen allgemein bei circa 90°C.

11) Verschleißberechnung des Trapezgewindetriebes nach Gleichung 2.2

$$h_V = k_V \cdot p \cdot S_{hv}$$

Zur Auswahl stehen folgende empirisch ermittelte Verschleißkoeffizienten:

Tr24x5/ZX530/E295+SH/MoS ₂	$k_V = (1,5 \pm 0,5) \cdot 10^{-7} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr14x3/ZX530/E295+SH/MoS ₂	$k_V = (8,4 \pm 6,9) \cdot 10^{-8} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/ZX530/E295+SH/MoS ₂	$k_V = (1,3 \pm 0,4) \cdot 10^{-7} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/ZX530/E295+C/MoS ₂	$k_V = (2,9 \pm 1,4) \cdot 10^{-8} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/Murythal/E295+C/MoS ₂	$k_V = (3,0 \pm 1,4) \cdot 10^{-8} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/ZX530/C15+C/MoS ₂	$k_V = (2,2 \pm 2,6) \cdot 10^{-8} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/Murithal/C15+C/MoS ₂	$k_V = (1,8 \pm 0,3) \cdot 10^{-8} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/Murithal/C15+C Sichelformfehler/MoS ₂	$k_V = (2,0 \pm 1,2) \cdot 10^{-7} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/Rg7/E295+SH/MoS ₂	$k_V = (3,2 \pm 6,6) \cdot 10^{-5} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/Sn12/E295+SH/MoS ₂	$k_V = (3,0 \pm 2,2) \cdot 10^{-6} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$
Tr20x4/CW713R/E295+SH/MoS ₂	$k_V = (2,9 \pm 3,7) \cdot 10^{-5} [\text{mm}^3/\text{Nm}]$

Gewindeart/Mutterwerkstoff/Spindelwerkstoff+Zustand/Montageschmierung
Grad des Vertrauens 95%

$$h_V = (2,9 \pm 1,4) 10^{-8} \left[\frac{\text{mm}^3}{\text{Nm}} \right] \cdot 1,96 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \cdot 637440 [\text{m}] = 0,04 \pm 0,02 [\text{mm}]$$

bei einem Grad des Vertrauens von 95%

12) Falls beim Trapezgewindetrieb die Einlaufphase bevorsteht, ist es empfehlenswert zusätzlich zu stationärphasenbezogener Verschleißhöhe h_V die einlaufphasenbezogene Verschleißhöhe h_{VE} hinzu zu addieren. Der Erfahrungswert für die Verschleißeinlaufhöhe bei einem Grad des Vertrauens von 95% beträgt allgemein $h_{VE} = 0,07 \pm 0,06 [\text{mm}]$.

Bei ungünstigen Betriebsbedingungen können die Trapezgewindetriebe ausfallen.

Anhang A: Beispielrechnung für thermische Leistungsfähigkeit und Verschleiß

A.b. Ungünstiger Fall (Tabellarisch)

Hier wird ein identischer Gewindetrieb bei halber Hubhöhe und aufgrund des Spindelzustandes „+SH“ bei erhöhter Gleitreibungszahl betrieben. Da die Berechnung genauso wie im vorigen Beispiel abläuft sind nachfolgend nur die Endergebnisse tabellarisch aufgeführt.

Gegebene Gewindegeometrie und Betriebsbedingungen:

Tr20x4/ZX530/E295+SH/Montageschmierung MoS₂

Spindeldrehzahl	n_S	400	1/min
Hubhöhe	H_H	0,75	m
Spindelkonvektionsfläche im Hubbereich	A_S	0,0781	m ²
Tragdurchmesser Gewinde	d_2	0,018	m
Umgebungstemperatur	T_U	298,15	K
Kinematische Viskosität Luft	ν_L	$15,328 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Prandtlzahl Luft	Pr	0,7	-
Wärmeleitfähigkeit Luft	λ_L	0,0256	W/mK
Wärmeleitfähigkeit der Rippe aus Stahl	λ_R	54	W/mK
Gewindestirn-/Rippenbreite	δ_R	0,002	m
Flankenüberdeckung	H_1	0,002	m
Gewindeflanken-/Rippenhöhe	h_3	0,00225	m
Gewindesteigung \triangleq Rippenelementlänge	$P_h \triangleq t$	0,004	m
Nenn Durchmesser	d	0,02	m
Tragende Länge der Leitmutter	L_M	0,056	m
Axialkraft	F_A	3109,77	N
Gleitreibungszahl	μ_G	0,12 \pm 0,02	-
Stillstandszeit an Umkehrpunkten	t_S	1	s
Hubzeit	t_H	28,125	s
Gleitweg/Helix im Hubbereich	S_L	10,62	m

Berechnet:

Reynoldszahl	Re	546,55	-
Laminarer Strömungsanteil	$Nu_{R,lam}$	13,78	-
Turbulenter Strömungsanteil	$Nu_{R,tur}$	5,53	-
Nußeltzahl	Nu_R	15,15	-
Wärmeübergangszahl der Grundfläche	α_G	12,34	W/m ² K
Wärmeübergangszahl am Rippenfuß	α_R	27,77	W/m ² K
Mittlere äquivalente Wärmeübergangszahl	$\bar{\alpha}$	20,06	W/m ² K
Wärmestromdichte	q_S	1742,4 \pm 290,4	W/m ²
Spindeltemperatur(Grad des Vertrauens 95%)	T_S	112 \pm 15	°C

Hier ist die analytisch berechnete Spindeltemperatur zu hoch. Dabei kann eine temperaturbedingte Werkstoffveränderung und folglich eine Erweichung oder

Zersetzung eintreten. Es wird ersichtlich, dass eine Erhöhung des Eingriffsverhältnisses über die Hubwegverkürzung und eine mögliche Schwankung der Gleitreibungszahl zu einer überkritischen Betriebstemperatur führen können. An dieser Stelle ist eine Verschleißberechnung aufgrund der Instabilität im Verschleißverlauf nicht sinnvoll.

Weitere Berechnungen mit anderen Gewindegrößen und Betriebsbedingungen können nach vorgeführtem Berechnungsschema durchgeführt werden. Dieses Berechnungsschema ist immer gleich. Die Eingangsparameter müssen jedoch dem gegebenen Anwendungsfall entsprechen.

Die Formeln können in eine Excel-Tabelle einprogrammiert werden. Zum Vergleich der Excel-Ergebnisse sind nachstehend zwei Beispiele für die Gewinde Tr24x5 und Tr14x3 dargestellt.

Anhang A: Beispielrechnung für thermische Leistungsfähigkeit und Verschleiß

A.c. Excel-Ergebnisse für Tr24x5 (Tabellarisch)

Spindeldrehzahl	n_S	338	1/min
Hubhöhe	H_H	0,98742	m
Spindelkonvektionsfläche im Hubbereich	A_S	0,11849	m ²
Tragdurchmesser Gewinde	d_2	0,0213	m
Umgebungstemperatur	T_U	298,15	K
Kinematische Viskosität Luft	ν_L	$15,328 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Prandtlzahl Luft	Pr	0,7	-
Wärmeleitfähigkeit Luft	λ_L	0,0256	W/mK
Wärmeleitfähigkeit der Rippe aus Stahl	λ_R	54	W/mK
Gewindestirn-/Rippenbreite	δ_R	0,0025	m
Flankenüberdeckung	H_1	0,0025	m
Gewindeflanken-/Rippenhöhe	h_3	0,00275	m
Gewindesteigung \triangleq Rippenelementlänge	$P_h \triangleq t$	0,005	m
Nenndurchmesser	d	0,024	m
Tragende Länge der Leitmutter	L_M	0,03686	m
Axialkraft	F_A	2422,39	N
Gleitreibungszahl	μ_G	0,08	-
Stillstandszeit an Umkehrpunkten	t_S	1	s
Hubzeit	t_H	35,056	s
Gleitweg/Helix im Hubbereich	S_L	13,24	m
Kumulierter Gleitweg	S_{hv}	637,440	km
Pressung	p	1,96	N/mm ²
Volumenbezogener Verschleißkoeffizient	k_V	$1,5 \cdot 10^{-7}$	mm ³ /Nm
Berechnet:			
Reynoldszahl	Re	665,04	-
Laminarer Strömungsanteil	$Nu_{R,lam}$	15,20	-
Turbulenter Strömungsanteil	$Nu_{R,tur}$	6,42	-
Nußeltzahl	Nu_R	16,80	-
Wärmeübergangszahl der Grundfläche	α_G	11,41	W/m ² K
Wärmeübergangszahl am Rippenfuß	α_R	25,09	W/m ² K
Mittlere äquivalente Wärmeübergangszahl	$\bar{\alpha}$	18,25	W/m ² K
Wärmestromdichte	q_S	600,78	W/m ²
Spindeltemperatur	T_S	57,9	°C
Verschleißhöhe	h_V	0,187	mm

Zur besseren Übersichtlichkeit und Nachvollziehbarkeit werden hier nur Zahlenwerte ohne Unsicherheitsabweichungen aufgeführt.

A.d. Excel-Ergebnisse für Tr14x3 (Tabellarisch)

Spindeldrehzahl	n_S	581	1/min
Hubhöhe	H_H	1,0175	m
Spindelkonvektionsfläche im Hubbereich	A_S	0,08006	m ²
Tragdurchmesser Gewinde	d_2	0,0124	m
Umgebungstemperatur	T_U	298,15	K
Kinematische Viskosität Luft	ν_L	$15,328 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Prandtlzahl Luft	Pr	0,7	-
Wärmeleitfähigkeit Luft	λ_L	0,0256	W/mK
Wärmeleitfähigkeit der Rippe aus Stahl	λ_R	54	W/mK
Gewindestirn-/Rippenbreite	δ_R	0,0015	m
Flankenüberdeckung	H_1	0,0015	m
Gewindeflanken-/Rippenhöhe	h_3	0,00175	m
Gewindesteigung \triangleq Rippenelementlänge	$P_h \triangleq t$	0,003	m
Nenndurchmesser	d	0,014	m
Tragende Länge der Leitmutter	L_M	0,03798	m
Axialkraft	F_A	1453,18	N
Gleitreibungszahl	μ_G	0,08	-
Stillstandszeit an Umkehrpunkten	t_S	1	s
Hubzeit	t_H	35,025	s
Gleitweg/Helix im Hubbereich	S_L	13,24	m
Kumulierter Gleitweg	S_{hv}	637,440	km
Pressung	p	1,96	N/mm ²
Volumenbezogener Verschleißkoeffizient	k_V	$8,4 \cdot 10^{-8}$	mm ³ /Nm
Berechnet:			
Reynoldszahl	Re	388,99	-
Laminarer Strömungsanteil	$Nu_{R,lam}$	11,62	-
Turbulenter Strömungsanteil	$Nu_{R,tur}$	4,27	-
Nußeltzahl	Nu_R	12,68	-
Wärmeübergangszahl der Grundfläche	α_G	14,77	W/m ² K
Wärmeübergangszahl am Rippenfuß	α_R	34,45	W/m ² K
Mittlere äquivalente Wärmeübergangszahl	$\bar{\alpha}$	24,61	W/m ² K
Wärmestromdichte	q_S	533,82	W/m ²
Spindeltemperatur	T_S	46,7	°C
Verschleißhöhe	h_V	0,105	mm

Zur besseren Übersichtlichkeit und Nachvollziehbarkeit werden hier nur Zahlenwerte ohne Unsicherheitsabweichungen aufgeführt.

Anhang B: Empfehlungen zu eingehausten Trapezgewindetrieben

Trapezgewindetriebre können je nach Anwendung auch in einem Gehäuse eingebaut werden. In der Regel besteht ein Gehäuse aus einem C- beziehungsweise U-Profil oder aus einem zur Umgebung geschlossenen Rechteck- oder Kreisprofil. Dabei kann ein Gehäuseprofil weitere spezifische Geometriemerkmale aufweisen, die beispielsweise zur Befestigung, Führung oder Kühlung vorgesehen sind. Ein Trapezgewindetrieb, der in einem C-/U-Profil eingebaut ist, kann als „zur Umgebung offen“ angesehen werden, weil die Luftzirkulation in halboffenem Gehäuse gegeben ist. Erfahrungsgemäß kann für diesen Fall die zuvor vorgestellte Berechnung der Wärmeabgabefähigkeit angewendet werden. Falls ein Trapezgewindetrieb in einem Gehäuse von der Umgebung isoliert wird, dann kann die genannte Berechnung dafür nicht mehr angewendet werden. Es stellt sich die Frage: Wie kann die Wärmeabgabefähigkeit eines zur Umgebung abgeschlossenen Trapezgewindetriebes berechnet werden? Hierzu können zwei Lösungsansätze empfohlen werden.

B.a. Aufstellung der Wärmebilanz

Beim ersten Lösungsansatz kann die zugeführte reibungsbedingte Leistung $[W_R/(t_H + t_S)]$ mit dem Wärmestrom $[\alpha_w \cdot A_G \cdot \Delta T]$ verglichen werden, der über die freie Konvektion von der Gehäusefläche an die Umgebung abgeführt wird. Dabei darf die reibungsbedingte Wärmeleistung nicht höher als der abgeführte Wärmestrom sein:

$$\frac{W_R}{(t_H + t_S)} < \alpha_w \cdot A_G \cdot \Delta T$$

Die Reibungsarbeit W_R kann über eine zwischen der Spindel und dem Antrieb geschaltete Drehmomentmesswelle oder über die Stromüberwachung des Antriebes ermittelt werden. Die Hubzeit t_H und die Stillstandszeit t_S sind in den Steuerungsparametern des Antriebes definiert. Die Wärmeübergangszahl α_w ist für jedes Gehäuse spezifisch und kann entweder über eine Computersimulation abgeschätzt werden. Oder näherungsweise kann auch $\alpha_w = 7 + 12 \cdot \sqrt{w}$ mit $w = 1,2 \text{ m/s}$ angenommen werden [Bar93]. Die Temperaturdifferenz ΔT zwischen der Gehäuseoberfläche A_G und der Umgebung kann relativ einfach messtechnisch erfasst werden.

B.b. Modifikation des Gehäuses

Beim zweiten Lösungsansatz wird eine Modifikation des Gehäuseprofils und des Schlittens empfohlen. Einerseits sollen entlang des Gehäuseprofils kleine Öffnungen angebracht werden. Andererseits soll der Schlitten das Gehäuseprofil möglichst so ausfüllen, dass der hin- und her-gleitende Schlitten wie ein Hubkolben wirkt. Durch die hin- und her-Bewegung soll im Gehäuse je nach Bewegungsrichtung ein Unterdruck und ein Überdruck erzeugt werden. Die im Gehäuseprofil eingebrachten Öffnungen können auf der Unterdruckseite die Gewindespindel düsenartig mit der Umgebungsluft abkühlen. Die Öffnungen sollten so konstruiert werden, dass sie auf der Druckseite möglichst widerstandsfrei die warme Luft aus dem Profilgehäuse hinauslassen, damit die druckbedingte Luftherwärmung maximal gemindert werden kann. Diese Modifikation kann die Voraussetzungen für die Anwendung des vorgestellten Modells zur Berechnung der Wärmeabgabefähigkeit von Trapezgewindetrieben erfüllen. In der Reynoldszahl-Gleichung 2.28 muss allerdings zu der Relativgeschwindigkeit w zwischen der Spindel und der unbewegten Umgebung die bewegte Luftgeschwindigkeitskomponente w_U hinzuaddiert werden, die aus den düsenartigen Gehäuseöffnungen strömt.

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu_L} \quad \text{mit} \quad w = \pi \cdot d \cdot n_S + w_U$$

Diese Luftgeschwindigkeitskomponente ist allerdings noch nicht bekannt, weil sie von den düsenartigen Öffnungen im Gehäuseprofil und von der Hubgeschwindigkeit abhängig ist. Für eine näherungsweise Berechnung dieser Luftgeschwindigkeitskomponente sollte man mindestens 1,2m/s annehmen [Bar93].

Ein Gehäuse kann sich erwärmen und je nach umgesetzter reibungsbedingter Wärmeleistung erfahrungsgemäß in den Temperaturbereichen von circa 40°C bis über 60°C liegen. Daher ist es in beiden näherungsweisen Lösungsansätzen sinnvoll die Wärmestrahlung und Wärmeleitung geringfügigkeitsbedingt zu vernachlässigen.